



DIPLOMARBEIT

Herr

Sebastian Kott

**Vergleichende Untersuchungen
zum großtechnischen Einsatz
eines Stirling-Motors zur
Verstromung von Klärgas**

2011

DIPLOMARBEIT

**Vergleichende Untersuchungen
zum großtechnischen Einsatz
eines Stirling-Motors zur
Verstromung von Klärgas**

Autor:

Sebastian Kott

Studiengang:

Umwelttechnik / Biotechnologie

Seminargruppe:

UT06wB1

Erstprüfer:

Prof. Dr. rer. nat. Andreas Fischer

Zweitprüfer:

Dr.-Ing. Steffen Heinrich

Mittweida, Juni 2011

Bibliografische Angaben

Kott, Sebastian: Vergleichende Untersuchungen zum großtechnischen Einsatz eines Stirling-Motors zur Verstromung von Klärgas; 75 Seiten, 32 Abbildungen, 5 Anlagen mit Berechnungen und Protokollen, Hochschule Mittweida (FH), Fakultät Mathematik/Naturwissenschaften/Informatik

Diplomarbeit, 2011

Referat

Die Verwertung des auf der zentralen Kläranlage des Zweckverbandes Niederfrohna, mit Sitz in Limbach-Oberfrohna, anfallenden Klärgases erfolgt seit 2007 mit einem Otto-Motor-BHKW. Die damit gewonnene Elektroenergie und Wärme wird zur Versorgung der Maschinen- und Anlagentechnik genutzt. Defizite bei der jährlichen Wärmeversorgung und problematische Klärgasinhaltsstoffe, die zur Herabsetzung der Lebensdauer des Otto-BHKW führen, trugen zur Entscheidung des Zweckverbandes bei, ein weiteres Motor-BHKW in den Energiekreislauf der Kläranlage einzubinden. Dabei handelt es sich um einen Stirling-Motor.

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Energiebilanzierung des Motors bei dessen Betrieb mit Klärgas. Es werden leistungsbezogene Kennwerte ermittelt und dargestellt sowie Aussagen zum allgemeinen Betriebsverhalten des Aggregates getroffen. Ein Vergleich zum bestehenden Otto-Motor-BHKW ist in der Arbeit enthalten.

Danksagung

Ich möchte mich recht herzlich bei Herrn Dr. Heinrich für die intensive Betreuung der Diplomarbeit bedanken. Seine Anregungen bezüglich der Durchführung der Arbeit öffneten mir neue Perspektiven. Seine wissenschaftliche aber praxisnahe Herangehensweise an Aufgabenstellungen ist bemerkenswert. Des Weiteren möchte ich mich beim Kläranlagenleiter, Herrn Anders, und dem technischen Mitarbeiter Herrn Facius für die zeitaufwendige Begleitung bei messtechnischen Durchführungen und der Dokumentation der Anlagen- und Messtechnik bedanken.

Weiterhin bedanke ich mich für die Betreuung seitens der Hochschule durch Herrn Prof. A. Fischer.

Darüber hinaus danke ich meinem Vater für seine Geduld und Unterstützung. Danke, dass Du niemals den Glauben an mich verloren hast.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	IV
Abbildungsverzeichnis.....	V
Tabellenverzeichnis.....	VII
1 Einleitung	1
2 Problemstellung.....	3
2.1 Charakterisierung des Brennstoffs Klärgas.....	3
2.2 Stand der Technik bei der Verstromung von Klärgas.....	4
2.3 Alternative Entwicklungen.....	7
3 Ausgangssituation und Zielstellung der Arbeit.....	10
3.1 Örtliche Gegebenheiten.....	10
3.2 Aufgabenstellung.....	11
4 Theoretische Grundlagen	12
4.1 Otto-Motor	12
4.2 Stirling-Motor	13
4.2.1 Stirling-Kreisprozess	13
4.2.2 Bauarten	17
4.2.3 Arbeitsmedium des Stirling-Motors.....	21
5 Technische Anlagen und Durchführung.....	23
5.1 Technische Anlagen	23
5.1.1 Stirling-BHKW	23
5.1.2 Otto-BHKW	26
5.2 Durchführung der Untersuchungen.....	27
5.2.1 Betrieb des Stirling-BHKW	29
5.2.2 Betrieb des Otto-BHKW	29
5.3 Energiebilanzierung.....	30
5.3.1 Bilanzinhalte.....	31
5.3.2 Vergleich der Motoren.....	38
6 Meßmethoden	39

6.1	Gaszusammensetzung	39
6.1.1	Klärgas	39
6.1.2	Abgas	40
6.2	Durchflussmessung.....	41
6.2.1	Klärgas, Verbrennungsluft	41
6.2.2	Heizkreisläufe	43
6.3	Temperaturmessung	44
6.3.1	Klärgas	44
6.3.2	Verbrennungsluft	44
6.3.3	Abgas	45
6.3.4	Heizkreislaufwasser	45
6.4	Elektrische Leistung	46
7	Ergebnisse und Diskussion	47
7.1	Stirling-BHKW	47
7.1.1	Thermische Nutzleistung	47
7.1.2	Thermische Abgasverluste	49
7.1.3	Elektrische Nutzleistung.....	50
7.1.4	Elektrischer Wirkungsgrad	51
7.1.5	Betriebsverhalten.....	52
7.2	Otto-BHKW	54
7.2.1	Thermische Nutzleistung	54
7.2.2	Leistungsverluste.....	55
7.2.3	Elektrische Nutzleistung.....	56
7.2.4	Elektrischer Wirkungsgrad	57
7.2.5	Betriebsverhalten.....	57
7.3	Energiebilanz	58
7.3.1	Stirling-BHKW	58
7.3.2	Otto-BHKW	63
7.4	Vergleich der Motoren	67
8	Zusammenfassung und Ausblick	72

Anhang	IX
Bilanzberechnungen Stirling-Motor, Protokoll vom 25.-27-01.2011.....	IX
Bilanzberechnungen Otto-Motor, Protokoll vom 21.01.2011	XIII
Messwertprotokolle Stirling-Motor-BHKW	XIV
Messwertprotokolle Otto-Motor-BHKW	XVI
Fehlerrechnung der wichtigsten Leistungskennwerte	XIX
Literaturverzeichnis.....	XXV
Selbstständigkeitserklärung	XXVII

Abkürzungsverzeichnis

BHKW	Blockheizkraftwerk
BS	Betriebsstunde(n)
BSB ₅	Biochemischer Sauerstoffbedarf
CSB	Chemischer Sauerstoffbedarf
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
EW	Einwohnerwert
FLOX	Flammenlose Oxidation
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
PCB	polychlorierte Biphenyle
PCDD	polychlorierte Dibenzodioxine
PCDF	polychlorierte Dibenzofurane
PFOA	Perfluoroktansäure
SPS	Speicher-Programmierbare-Steuerung
ZKA	Zentrale Kläranlage

Physikalische Einheiten

GWh	Giga (10 ⁹)-Watt-Stunden
hPa	Hekto (100)-Pascal
H _U	Unterer Heizwert
PJ	Peta (10 ¹⁵)-Joule

Chemische Verbindungen und Elemente

CO ₂	Kohlenstoffdioxid
e ⁻	Elektron
H ⁺	Wasserstoffion
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
H ₂ S	Schwefelwasserstoff
O ₂	Sauerstoff
SO ₂	Schwefeldioxid
Y ₂ O ₃	Dyridiumtrioxid
ZrO ₂	Zirkoniumdioxid

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufbau einer PEMFC-Brennstoffzelle	8
Abbildung 2: Arbeitsweise des 4-Takt-Ottomotors	12
Abbildung 3: Wirkprinzip des Stirling-Motors	13
Abbildung 4: Typ des Stirling-Motors im Probebetrieb.....	15
Abbildung 5: Schnittansicht des Stirling-BHKW.....	16
Abbildung 6: Formen der Alpha-Konfiguration	17
Abbildung 7: Formen der Beta-Konfiguration	18
Abbildung 8: Formen der Gamma-Konfiguration	19
Abbildung 9: Bauweise des Siemens-Stirling-Motors	20
Abbildung 10: Bauweise einer Freikolben-Stirling-Maschine	21
Abbildung 11: Aufbau der Brennkammer	23
Abbildung 12: Verbrennungsluft-Vorheizkanäle, Brennerdüse	24
Abbildung 13: Links - Stirling-Motor von außen, Rechts – vier Wärmetauscher (Erhitzer) des Motors	25
Abbildung 14: Innenansicht des Otto-BHKW-Containers	26
Abbildung 15: Sankey-Diagramm des Stirling-Motors	37
Abbildung 16: Links-Schallpfad bei der Messung, Rechts-schematisch dargestellter Laufzeitunterschied	43
Abbildung 17: Verlauf der thermischen Nutzleistung des Stirling-Motors in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung.....	47
Abbildung 18: Verlauf der technisch nutzbaren Abgaswärme sowie ungenutzter Abgasabwärme des Stirling-Motors in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung	49
Abbildung 19: Verlauf der elektrischen Nutzleistung des Stirling-BHKW in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung.....	50
Abbildung 20: Die elektrische Nutzleistung des Stirling-Motor-BHKW im Zeitverlauf.....	51
Abbildung 21: Ermittelte elektrische Wirkungsgrade des Stirling-BHKW in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung.....	52
Abbildung 22: Verlauf der thermischen Nutzleistung des Otto-BHKW in Abhängigkeit der erbrachten elektrischen Leistung (Last).....	54
Abbildung 23: Verlauf der Leistungsverluste des Otto-BHKW bei steigender Brennstoffzufuhr.....	55
Abbildung 24: Elektrischer Wirkungsgrad des Otto-BHKW bei Steigerung der Brennstoffzufuhr	57
Abbildung 25: Kennwerte-Übersicht zum Stirling-Motor-BHKW	58
Abbildung 26: Kennwerte-Übersicht zum Stirling-Motor-BHKW (maßstäblich)	59
Abbildung 27: Darstellung der Wirkungsgrade des Stirling-BHKW	60
Abbildung 28: Sankey-Diagramm des Stirling-BHKW anhand des optimalen Betriebspunktes.....	62

Abbildung 29: Kennwerte-Übersicht zum Otto-Motor-BHKW	63
Abbildung 30: Kennwerte-Übersicht zum Otto-Motor-BHKW (maßstäblich)	64
Abbildung 31: Wirkungsgrade des Otto-BHKW	65
Abbildung 32: Sankey-Diagramm des Otto-BHKW anhand des optimalen Betriebspunktes	66

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenschaften verschiedener Brennstoffzellentypen	7
Tabelle 2: Charakteristik Alpha-Konfiguration	17
Tabelle 3: Charakteristik Beta-Konfiguration	18
Tabelle 4: Charakteristik Gamma-Konfiguration.....	19
Tabelle 5: Übersicht der Leistungskennwerte der Bilanz.....	27
Tabelle 6: Konstanten der Brennstoffzufuhrberechnung	33
Tabelle 7: Konstanten für die Berechnung der Thermischen Nutzleistung	33
Tabelle 8: Konstanten für die Berechnung der Abgaswärme.....	35
Tabelle 9: Übersicht Wirkungsgradberechnungen.....	35
Tabelle 10: Herstellerdaten der verwendeten Thermoanemometer zur Durchflussmessung	41
Tabelle 11: leistungsbezogene Kennwerte des Stirling-Motor-BHKW	58
Tabelle 12: Wirkungsgrade Stirling-Motor-BHKW	60
Tabelle 13: Ergebnis-Übersicht Fehlerrechnung	61
Tabelle 14: Daten des optimalen Betriebspunktes des Stirling-BHKW	62
Tabelle 15: Leistungskennwerte Otto-Motor-BHKW	63
Tabelle 16: Wirkungsgrade des Otto-Motor-BHKW	65
Tabelle 17: Ergebnisse der Fehlerrechnung	66
Tabelle 18: Daten des optimalen Betriebspunktes des Otto-Motors	66
Tabelle 19: BHKW-Vergleich anhand spezifischer Kennwerte und Wirkungsgrade.....	67
Tabelle 20: Übersicht Betriebskostenvergleich.....	68
Tabelle 21: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Stirling-BHKW)	XIX
Tabelle 22: Ergebnisse der Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Stirling-BHKW) ..	XIX
Tabelle 23: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Stirling-BHKW).....	XX
Tabelle 24: Ergebnisse der Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Stirling- BHKW)	XX
Tabelle 25: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der möglichen thermischen Abgasnutzleistung (Stirling-BHKW)	XXII
Tabelle 26: Ergebnisse der Fehlerberechnung der möglichen thermischen Abgasnutzleistung (Stirling-BHKW)	XXII

Tabelle 27: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Otto-BHKW).....	XXIII
Tabelle 28: Ergebnisse der Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Otto-BHKW) ...	XXIII
Tabelle 29: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Berechnung der thermischen Nutzleistung (Otto-BHKW)	XXIV
Tabelle 30: Ergebnisse der Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Otto-BHKW)	XXIV

1 Einleitung

Der 4,6 Milliarden Jahre alte Planet Erde wird erst seit ca. 200.000 Jahren vom Menschen besiedelt. Stellt man dem Verhältnis beider Zahlen den bisherigen Verbrauch der weltweiten Erdölreserven von 40%, den Anstieg des Klimawandel-Indikators CO₂ (36% seit 1855) oder das rasante Wachstum der Weltbevölkerung gegenüber, erkennt man dringenden energie- und klimapolitischen Handlungsbedarf ¹. Voraussichtlich im Jahre 2025 wird die Weltbevölkerung die 8-Milliarden-Grenze durchbrechen. Der daraus resultierende Primärenergieverbrauch wird Schätzungen zufolge zu über 90% aus fossilen Ressourcen gedeckt werden. Die Reserven fossiler Energieträger liegen bis dahin vor allem in unkonventionellen Formen als Ölschiefer, Bitumen, Ölsande, Kohleflözgas oder Gashydrat vor. Werden diese Vorkommen erschlossen, nimmt man weitere erhebliche Eingriffe in die Natur sowie einen deutlichen Anstieg klimarelevanter Atmosphärgase in Kauf.

Derzeitige Bemühungen der deutschen Bundesregierung beschränken sich auf den Ausbau und die Förderung regenerativer Energiequellen, die planmäßige Laufzeitbeschränkung von Atom- sowie die Effektivierung von Blockheizkraftwerken für die zentrale Versorgung. Zusätzlich werden Umweltzonen in Großstädten eingerichtet, Lasttransporte auf Autobahnen besteuert, hohe Standards zur Einhaltung von Luftschadstoffgrenzwerten gesetzt.

Es stellt sich die Frage, ob diese Maßnahmen ausreichen werden, künftigen Generationen hinreichende Lebensbedingungen zu erhalten.

Die Akzeptanz der deutschen Bevölkerung gegenüber der Produktion von elektrischem Strom durch Kernspaltung sinkt tendenziell seit Beginn des neuen Jahrtausends. Mehr und mehr Menschen kehren Elektroenergie aus Atomkraftwerken den Rücken zu und richten ihr Interesse auf den populäreren „Ökostrom“. Das liegt nicht zuletzt am Gefahrenpotential von Atomenergieanlagen und deren Abfallprodukten, sondern auch an der annähernd klimaneutralen Energiegewinnung aus regenerativen Quellen. Obwohl diese Technologien zurzeit noch vom Staat finanziell gefördert werden müssen, um auf dem Markt bestehen zu können (EEG), stellen sie die umweltschonende und technisch ausgereifte Alternative zu fossilen Energiequellen dar.

Die treibende Kraft der Sonne in ihren vielfältigen Formen verwerten zu können, erscheint logisch und im Hinblick auf die Verknappung kohlenstoffhaltiger Brennstoffe absolut notwendig.

¹ Vgl. www.spiegel.de, 23.09.2010

Ein weiterer Schritt wäre, vorhandene Sparpotentiale am Stromverbrauch unserer Kommunen aufzudecken. Gerade öffentliche Kläranlagen stellen in der Regel mit einem 20-prozentigen Anteil am Gesamtenergieverbrauch (4.400 GWh/a) noch vor Schulen, Krankenhäusern und Verwaltungsgebäuden den Größtverbraucher dar. Dem gegenüber steht ein sehr hohes nutzbares energetisches Potential häuslicher und industrieller Abwässer. Es beruht in erster Linie auf deren mitgeführter organischer Fracht, die in Kläranlagen mit Schlammfäulung teilweise auf anaerobem Wege abgebaut und dabei in Klärgas umgewandelt wird. Des Weiteren kann der anfallende entwässerte Schlamm als niederkaloriger Brennstoff genutzt werden. Nach M. Kaltschmitts Ausarbeitung zur „Energetischen Nutzung organischer Abfälle“² liegt das energetische Potential von Klärgas und Klärschlamm in Deutschland bei rund 73 bis 82 PJ pro Jahr. Dies entspricht einem Anteil am deutschen Gesamtenergieverbrauch von 0,5 bis 0,6 Prozent (2009). Wird dieses Potential zur Eigenenergieversorgung von Kläranlagen genutzt und vor Ort verwertet, um Transportwege sowie Verluste zu minimieren, kann ein großer Schritt in Richtung Energierationalisierung gemacht werden.

Auch einer Verbesserung der Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit von Kraftwerken sollte in naher Zukunft mehr Aufmerksamkeit entgegengebracht werden. Der durchschnittliche elektrische Wirkungsgrad eines Kraftwerkes zur getrennten Erzeugung von Strom und Wärme liegt bei 38%³. Moderne Steinkohlekraftwerke erreichen bereits Wirkungsgrade von 45%, Gas- und Dampfturbinen-Großkraftwerke sogar bis zu 58%⁴. Der Vergleich mit Kraft-Wärme-gekoppelten Anlagen zeigt einen um ca. 28% höheren Verbrauch an Brennstoff. Ursache sind die nicht nutzbare Abwärme im Kraftwerk bzw. höhere Verluste beim Wärmetransport im Fern-Netz. Der Einsatz dezentraler Elektroenergie- und Wärmelieferanten in Form von kleinen Blockheizkraftwerken (BHKW) am Ort des Verbrauchs würde eine effizientere Nutzung des Brennstoffs möglich machen. Dazu bedarf es allerdings für den jeweiligen Anwendungsfall geeigneter und bedarfsgerecht bemessener Energiemaschinen und Anlagentechnik.

² Vgl. Kaltschmitt, M., 2009, S.115-116

³ Vgl. Newsletter der EnergieOffensive: Energie Rheinland-Pfalz e.V., Nr. 11, 2005

⁴ Vgl. Bohn, D., 2005, S.53-60

2 Problemstellung

2.1 Charakterisierung des Brennstoffs Klärgas

Einer der ältesten und bedeutsamsten Stoffwechselprozesse auf der Erde ist die Verwertung organischer Substanzen unter Luftabschluss; die Gärung. Geschieht diese bei gleichzeitiger Anwesenheit von säurebildenden und methanproduzierenden Bakterienstämmen, entsteht ein energiehaltiges Gas. Faulprozesse können überall angetroffen werden, etwa im Schlamm der Meere, in Flüssen und Seen sowie in Sümpfen und Mooren, innerhalb von Mülldeponien, in Klärgruben oder in nicht durchlüfteten Bodenschichten. Je nach Herkunft gibt es zwar unterschiedliche Bezeichnungen für das anfallende methanhaltige Gas, wie beispielsweise Faulgas, Biogas, Sumpfgas, Deponiegas oder eben Klärgas. Aber im Wesentlichen handelt es sich um ein und dasselbe Stoffgemisch aus Methan und Kohlenstoffdioxid. Je nach Art und Menge der Ausgangsstoffe der Gärung finden sich im Klärgas Begleitstoffe, wie Stickstoff, Sauerstoff, Schwefelwasserstoff oder reiner Wasserstoff.⁵

Üblicherweise wird die technische Faulung in luftdicht abgeschlossenen Behältern vollzogen, da die an der Faulung beteiligten Bakterienstämme fakultativ oder sogar obligat anaerob sind. Die im Faulreaktor vorherrschende mikrobielle Lebensgemeinschaft befindet sich in absoluter Symbiose miteinander. Der technische Gärungsprozess ist äußerst empfindlich gegenüber den Faktoren Temperatur, pH-Wert, Sauerstoffkonzentration und benötigt gleichbleibende Bedingungen für eine effektive Verfahrensweise. Das Gas verlässt den Reaktor wasserdampfgesättigt. Werden Klärschlämme einer Faulung unterzogen, spricht man beim Endprodukt der Gärung von Klärgas. Dieses farblose Gas hat bei Normbedingungen (0°C; 1013,25 hPa) eine Dichte von 1,2 g/cm³. Falls die Gaskonzentration in der Luft bei sechs bis zwölf Prozent liegt, kann das Stoffgemisch bei 700°C entzündet werden. Der Methananteil des Gases macht es energetisch wertvoll. Die üblichen Heizwerte (unterer Heizwert H_U) liegen bei einem mittleren Methangehalt von 50 bis 80 Prozent zwischen 5 und 8 kWh pro Kubikmeter (1 kWh = 3.600 kJ).

⁵ Vgl. Schön, G., 1999, S. 34-36

2.2 Stand der Technik bei der Verstromung von Klärgas

Stand der Technik zur Erzeugung elektrischen Stroms und Wärme stellt die Kraft-Wärme-Kopplungsanlage (KWK) dar. Großkraftwerke können einen bedeutenden Anteil der eingesetzten Primärenergie nicht nutzen, da dieser bei der Erzeugung von Strom als Verlust in Form von Wärme an die Umgebung abgegeben wird (Abwärme). Folglich muss zusätzlich Energie aufgebracht werden, um den andernorts benötigten Wärmebedarf zu decken. Bei der dezentralen Erzeugung von Strom und Wärme mit klein dimensionierten Motor-BHKW wird dieser Nachteil minimiert, indem am Ort der Energieabnahme auch produziert wird. Von Vorteil ist einerseits, dass die Primärenergie ausschließlich zur Erzeugung von Kraft bzw. Strom verbraucht wird und andererseits entstehende Prozessabwärme in einem nutzbaren Temperaturbereich von etwa 50° C bis 70° C für Heizzwecke ausgekoppelt werden kann. Somit verringern sich Transportverluste auf ein akzeptables Niveau und Abwärme wird zur Nutzwärme.⁶

Für die Nutzung von Klärgas als Primärenergieförderer kommen heutzutage aufgrund hoher elektrischer Wirkungsgrade und der Kompatibilität zu gasförmigen Brennstoffen vor allem Otto-Motor-BHKW und Gasturbinen zum Einsatz.

Einsatz von Otto-Motoren

„Als Motor-BHKW wird ein Gerät bezeichnet, das auf Basis des klassischen Motors mit innerer Verbrennung nach dem Otto- oder Dieselp Prinzip arbeitet.“⁷

Das Wort Blockheizkraftwerk versteht sich aus der Bereitstellung von Kraft und Wärme aus einem Block, meist einem Verbrennungsmotor. Üblicherweise wird die im Modul erzeugte mechanische Arbeit über eine Welle an den Generator weitergegeben, der damit Strom erzeugt.

Fast alle Prozesse laufen nach dem Viertaktverfahren, um Laufruhe, höhere Lebensdauer und geringere Schadgasemissionen gewährleisten zu können. Im Normalfall verwenden Otto-Motor-BHKW Erdgas oder erdgasähnliche Brennstoffe. Der Otto-Motor zündet im Gegensatz zum Diesel mit einer Zündkerze fremd und führt den Kraftstoff bei gasbetriebenen Motor-BHKW bereits im Einlasskanal zu. Der Bereich idealer Wirkungsgrade von Otto-Motoren liegt bei 58 bis 62% und damit unterhalb denen des Diesel-Motors mit 64 bis 71%. Ursache ist die unterschiedliche Klopfestigkeit der verwendeten Kraftstoffe beider Motorentypen. Im Otto-Motor kann ein Verdichtungsverhältnis des Kraftstoff-Luft-Gemisches von 9 bis 11 erreicht werden, beim Diesel-Motor dagegen von bis zu 24.

⁶ Vgl. Schaumann G., 2010, S.5-6

⁷ Vgl. Thomas, B., 2007, S. 37

Der Wirkungsgrad nimmt mit höheren Verdichtungsverhältnissen zu, was einer größeren Leistungsdichte des Kraftstoffes gleichzusetzen ist. Die Anwendung von Erdgas als Kraftstoff für BHKW ist nicht nur auf das niedrigere Emissionsniveau von Abgasen zurückzuführen, sondern auch auf dessen höhere Klopffestigkeit, die Verdichtungsverhältnisse von bis zu 13 ermöglicht. Hinsichtlich typischer Betriebsprobleme mit Otto-Motor-BHKW ist nur die Anfälligkeit gegenüber den Klärgas-Inhaltsstoffen Schwefelwasserstoff und Siloxan zu nennen. Diese Problematik wird im folgenden Abschnitt „Gasreinigung“ erörtert.⁸

Einsatz von Gasturbinen

Die Energiebereitstellung mittels Turbinen kennt man aus dem Bereich der Luftfahrt als Flugzeugturbine oder der Fahrzeugtechnik in Form von Turboladern. Anwendungen zur energetischen Nutzung als BHKW werden vor allem in Großmaßstäben lohnenswert, da mit abnehmender installierter elektrischer Leistung auch der elektrische Wirkungsgrad sinkt. Grund hierfür sind Grenzen bei der Fertigung.

Mikrogasturbinen arbeiten thermodynamisch betrachtet entsprechend einem offenen Joule-Prozess. Luft aus der Umgebung wird angesogen und zunächst zur Kühlung über den Generator geführt. Anschließend wird die Frischluft in einem Kompressor verdichtet, was zu einer Temperaturerhöhung führt. Im nächsten Schritt wird die Luft im Rekuperator beim Wärmeaustausch mit heißen Turbinenabgasen weiter erhitzt. Auf diese Art und Weise werden bei Mikrogasturbinen annähernd 50% der nötigen Temperaturspanne der Verbrennungsluft vor dem Eintritt in die Brennkammer realisiert. Folglich wird Brennstoff gespart, was sich positiv im Wirkungsgrad niederschlägt. Das bei der sich anschließenden Verbrennung entstehende heiße Rauchgas kann in der Turbine entspannen und verrichtet mechanische Arbeit, die direkt in elektrische Energie umgewandelt wird. Ein geringer Teil davon treibt den Frischluftkompressor an. Schließlich gibt das Rauchgas noch, wie beschrieben, thermische Energie im Rekuperator an den verdichteten Zuluftstrom ab.

Zu beachten ist, dass der Brennstoff nur bei Verbrennungsenddruck nutzbar ist, was zu einer zusätzlichen Abzweigung der Antriebsenergie der Turbine und damit zu einer weiteren Senkung des Gesamtwirkungsgrades führt. Der von Mikrogasturbinen erreichbare Gesamtwirkungsgrad ist stark von den Umgebungsbedingungen, wie Luftdruck und Temperatur abhängig. Es werden nicht wie bei Otto-, Diesel- oder Stirlingmotor-BHKW Werte über 0,9 erreicht. Meist wird nur die thermische Energie des Abgases etwa mit Hilfe von Absorptions-Kältemaschinen genutzt. Unter der Voraussetzung, dass Mikrogasturbinen nicht häufig ein- und ausgeschaltet werden, zeichnen sich diese durch vergleichsweise

⁸ Vgl. ebd., S.37-41

hohe Lebensdauer der Maschinen bei geringem Wartungsaufwand und Schadgasemissionen aus.⁹

Gasreinigung

Um eine problemlose energetische Verwertung des Klärgases gewährleisten zu können sowie erhebliche Schäden an Maschinen und Anlagentechnik zu vermeiden, müssen zahlreiche Gasreinigungsschritte erfolgen. Die häufigsten im Klärgas vorhandenen Problemstoffe sind Schwefelwasserstoff und Siloxan.

Jede moderne technische Faulungsanlage verfügt heutzutage über eine Gastrocknung, um den Heizwert des Brennstoffes zu steigern und anderen Begleitstoffen die Möglichkeit zu nehmen, mit dem Wasser korrosive Verbindungen einzugehen. Das Auskondensieren des temperaturabhängigen Wasseranteiles erfolgt im einfachsten Falle über die Abkühlung des Gases. Aufwändige Membrantrennverfahren, Absorptionsverfahren oder Druckwechselverfahren sind ebenso Stand der Technik. Weiterhin wird der Kohlenstoffdioxidanteil gemindert, um für eine Steigerung des Methananteiles und damit des Heizwertes zu sorgen. Hierbei kommen Absorptions-(physikalisch-chemische Wäschen) und Adsorptionsverfahren (Druckwechseladsorption) zur Anwendung. Auch kryogene Biogasabtrennungsverfahren, wie etwa die Gasverflüssigung oder das Membrantrennverfahren zur Separierung unterschiedlicher Molekülgrößen, kommen zur Anwendung. Die Entschwefelung des Klärgases ist ein wichtiger Schritt, um das Korrosionspotential des Gases zu minimieren. Zusätzlich wird damit verhindert, dass H_2S im Verbrennungsmotor zu SO_2 oxidieren kann. Die Schwefelabtrennung aus dem Biogas erfolgt günstiger Weise auf mikrobiellem Wege in einem abgetrennten Reaktorraum. Schwefeloxidierende Bakterien verwerten dabei Schwefelwasserstoff zu elementarem Schwefel oder Sulfat. Diese Reaktionsprodukte werden im biologischen Entschwefler über die Flüssigphase ausgekoppelt.¹⁰

Im vergangenen Jahrzehnt wurde ein sprunghafter Anstieg organischer Siliziumverbindungen, speziell von Siloxanen, in Abwasserströmen beobachtet. Jene Stoffe werden rein synthetisch hergestellt. Sie sind wasserabweisend und finden deshalb als Bestandteil von Lacken oder als Imprägnierstoffe für Textilien Verwendung. Zudem haben einige Siloxane kunststoffähnlichen Charakter langkettiger Moleküle und werden aufgrund dessen als Motorenschmiermittel sowie als Entschäumer in Wasch- und Reinigungsmitteln eingesetzt. Kurzkettige Siloxane sorgen in Kosmetika für eine benutzerfreundliche gelförmige Struktur.

⁹ Vgl. ebd., S.67-73

¹⁰ Vgl. Russ W., 2004, S. 103-121

Problematisch wird deren Verwendung erst während der Klärschlammfäulung. Durch katalytische Reaktionen von Polysiloxanen mit Tonmineralien entstehen leicht flüchtige oder auch gasförmige Siloxane. Gelangen diese Verbindungen in den Verbrennungsraum von Wärmekraftmaschinen mit innerer Verbrennung, entsteht bei der thermischen Verwertung Siliziumdioxid (Quarzsand). Die Folgen sind erhebliche Verschleißerscheinungen an Zylinderlaufflächen von Motoren. Dem Problem wird mit Aktivkohleadsorption der Siloxane oder Tiefkühlung des Gasstromes begegnet. Solche speziellen Gasreinigungsverfahren sind aufwändig und in jeder Hinsicht teuer.¹¹

2.3 Alternative Entwicklungen

Brennstoffzellen

Eine Innovation in der Energietechnik stellt die Brennstoffzelle dar. Mit ihr lässt sich aus der elektrochemischen Reaktion von Wasserstoff mit Sauerstoff Energie gewinnen. Der Prozess ist nicht an die Gleichungen des idealen Wirkungsgrades für Wärmekraftmaschinen nach CARNOT gebunden. Damit sind hohe Wirkungsgrade bei niedrigen Prozesstemperaturen möglich. Überdies verspricht die Brennstoffzelle niedrigen Wartungsaufwand durch wenig bewegliche Teile. Es existieren vier verschiedene für die Energiebereitstellung geeignete Brennstoffzellentypen (s. Tabelle 1).

Tabelle 1: Eigenschaften verschiedener Brennstoffzellentypen¹²

Typ	Elektrolyt	Betriebstemperatur [°C]
PEMFC	Polymermembran	50 – 90
PAFC	Phosphorsäure	160 – 220
MCFC	Karbonatschmelze	600 – 660
SOFC	Oxidkeramik	800 – 1000

Aus nachstehender Abbildung 1¹³ ist der prinzipielle Aufbau einer Brennstoffzelle ersichtlich. Die Wirkungsweise wird am PEMFC-Typ erläutert, da er als am besten für den Einsatz im privaten oder gewerblichen Sektor (niedrige Prozesstemperaturen) geeignet gilt.

Die Brennstoffzelle besteht aus mit Katalysatoren beschichteten Elektroden, die über einen äußeren elektrischen Leiter miteinander verbunden sind. Anode und Kathode sind über einen Elektrolyten, hier eine Polymermembran, voneinander getrennt. Dieser Elektrolyt verhindert die direkte Reaktion von Sauerstoff und Wasserstoff und ist für Elektronen

¹¹ Vgl. Portmann, M., 2009, S. 8-14

¹² Vgl. Thomas, B., 2007, S. 63

¹³ Vgl. ebd., S. 61

undurchlässig. O_2 und H_2 werden in zwei getrennten Reaktionsräumen der Brennstoffzelle zugeführt. An der Anode findet die Zersetzung von Wasserstoffmolekülen in Elektronen und positiv geladene H^+ -Ionen statt ($2 H_2 \rightarrow 4 H^+ + 4 e^-$). Die Elektronen bewegen sich über den äußeren elektrischen Leiter in Richtung Kathode, wodurch ein abnehmbarer elektrischer Stromfluss entsteht. Die Bruttoreaktion der Vorgänge in der Brennstoffzelle lautet: $2 H_2 + O_2 \rightarrow 2 H_2O + \text{Energie}$.

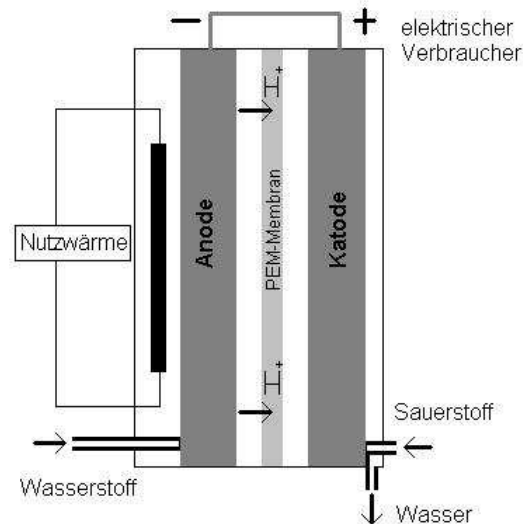


Abbildung 1: Aufbau einer PEMFC-Brennstoffzelle¹⁴

Nachteilig wirkt sich der Einsatz von Wasserstoff aus. Dieser kommt nicht in ausreichend großen Mengen natürlich vor und muss aus den Primärenergieträgern Erdöl und Erdgas bzw. Klärgas gewonnen werden. Somit ist das Verfahren nicht klimaneutral und trägt zum Treibhauseffekt bei bzw. ist mit einem hohen vorab zu treibenden Aufwand verbunden.

Zurzeit befinden sich die meisten Brennstoffzellentypen nach wie vor im Feldtest oder im Prototypbetrieb. Dabei werden vor allem höhere Lebensdauern angestrebt, die gegenwärtig nur wenige Jahre betragen. Dabei ist die Technik ausgesprochen kostenintensiv. Dennoch verspricht die Brennstoffzellentechnologie eine vergleichsweise hohe Leistungsbereitstellung bei geringer Schadgasemission.¹⁵

Stirling-Motor

Eine weitere Alternative zur Verstromung von Klärgas stellt der Einsatz von Stirling-Motoren dar. Das Verfahrensprinzip dieses Motors basiert auf einem thermodynamischen Kreisprozess. Ein gasförmiges Arbeitsmedium wird in einem Bereich des Prozesses erwärmt. Dabei expandiert es und verrichtet Kolbenhubarbeit. Daraufhin wechselt es in den

¹⁴ Vgl. ebd., S. 61

¹⁵ Vgl. ebd., S. 60-66

zweiten Bereich des Prozesses zur Kühlung. Es gibt Wärme nach außen ab und ist damit wieder im Ausgangszustand.

Hierbei von Vorteil ist die Zufuhr von Energie lediglich durch äußere Verbrennung eines beliebigen Kraftstoffs. Somit verringert sich der Wartungs- und Instandhaltungsaufwand des Motors im Vergleich zu Motoren und Turbinen mit innerer Verbrennung. Außerdem kann man durch die freie Brennstoffauswahl auf fossile Energieträger verzichten und problemlos klimaneutrale Biomasse oder Klärgas nutzen.

Der Wirkungsgrad des Stirling-Motors richtet sich nach den Vorgaben des idealen Wärmekraftprozesses nach CARNOT. Dieser liegt unterhalb denen von Otto- oder Dieselmotoren sowie Gasturbinen. Reale Verlustquellen wie Wärmeverlust im Regenerator, Wärmestrahlung nach außen, mechanische Reibung des Kurbeltriebs und Druckverluste des Arbeitsgases bei Verdichtung und Entspannung (in der Praxis polytrope Zustandsänderungen) lassen moderne Motoren dennoch elektrische Wirkungsgrade bis maximal 40% erreichen¹⁶. Neue Entwicklungen im Bereich der Kraftübertragung innerhalb des Motors versprechen eine fast reibungsfreie Kraftübertragung, wodurch der Wartungsaufwand gegen Null strebt. Diese Freikolben-Stirling-Motoren arbeiten als ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System im Verbund von Zylinder zu Gehäuse. Die übliche Rotationsbewegung des Kolbens wird in eine lineare Kolbenbewegung umgewandelt. Typisch für den Stirling-Motor ist seine Trägheit gegenüber Lastwechseln.¹⁷

¹⁶ Vgl. Werdich, M., 2005, S. 35

¹⁷ Vgl. Thomas, B., 2007, S. 49-59

3 Ausgangssituation und Zielstellung der Arbeit

3.1 Örtliche Gegebenheiten

- Der 1995 gegründete Abwasserzweckverband ist eine Körperschaft des öffentlichen Rechts
- Das Verbandsgebiet umfasst die Stadt Limbach-Oberfrohna und die Gemeinde Niederfrohna mit insgesamt rund 28.000 Einwohnern
- Aufgabe des Verbandes ist die Abwasserbeseitigung im Einzugsgebiet nach dem Sächsischen Wassergesetz
- Es werden 17 Mitarbeiter in den Bereichen Verwaltung und Technik beschäftigt
- Das Kanalnetz umfasst rund 140 km Länge (Mischsystem aus industriellen und häuslichen Schmutzwässern, sowie verschmutztem Niederschlag)
- Ein hoher Anteil an Einleitungen stammt aus der Textilfärbung und –veredlung
- Der Anschlussgrad an die öffentlichen Kläranlagen beträgt rund 85%
- Der Verband betreibt 10 öffentliche Kläranlagen, wovon eine die zentrale Kläranlage (ZKA) in Niederfrohna ist

Kurzbeschreibung der Anlage

- Auslastung derzeit bei rund 34.000 Einwohnerwerten (EW) [40.000 EW maximal möglich]¹⁸
- Verfahrensweise: Vorklärung, vier SBR-Reaktoren als biologische Stufe, Phosphatfällung mit Eisen-(III)-chlorid
- Reduzierung relevanter Abwasserparameter um
 - CSB – 93%
 - Stickstoff – 85%
 - Phosphor – 92%
- Anaerobe Klärschlammstabilisierung bestehend aus statischer und maschineller Klärschlammeindickung und einem Faulreaktor (einstufig, mesophil)
- Maximaler elektrischer Leistungsbedarf ≈ 270 kW
- Jährlicher Elektroenergiebedarf von rund 800.000 kWh

¹⁸ Vgl. Heinrich, H., 2010, S. 9

- Täglicher Klärgasanfall von im Mittel 450 m³
- Technisch einfache Klärgasaufbereitung mittels Kondensatabscheiden und biologischer Entschwefelung
- Verwertung des siloxanbelasteten Klärgases durch Otto-BHKW / Heizkessel oder Stirling-BHKW
- Technische Daten Otto-BHKW:
 - Typ - E 0836 LE 202
 - Hersteller - MAN
 - Nutzleistung - 103 kW thermisch, 80 kW elektrisch
- Technische Daten Stirling-BHKW:
 - Typ - SD 4
 - Hersteller - Stirling DK
 - Nutzleistung - 105 kW thermisch, 35 kW elektrisch

3.2 Aufgabenstellung

Der Abwasserzweckverband „Zweckverband Frohnach“ mit Sitz in Limbach-Oberfrohna betreibt seit dem Jahre 2007 ein Otto-Motor-BHKW zur Verwertung des auf der Kläranlage anfallenden Klärgases. Die dabei gewonnene Elektroenergie und Wärme werden zur Versorgung der Maschinen und Anlagentechnik vor Ort genutzt. Während sich damit rund 37% des Jahresbedarfes an Elektroenergie decken lassen, reicht das BHKW an kalten Wintertagen für die erforderliche Wärmeversorgung nicht aus. Dann muss stattdessen ein Heizkessel betrieben werden, wofür etwa 14 % des Jahresdargebotes an Klärgas einzusetzen sind.

Problematisch ist das Vorkommen von Siloxanen im Klärgas. Eine weitgehende Gasreinigung lohnt sich hier nicht. Stattdessen ist der Otto-Motor mit sehr kurzen Ölwechselintervallen zu betreiben. Dessen verschleißbedingte Lebensdauer ist ungewiss.

Deshalb ließ der Zweckverband im Jahre 2010 ein weiteres Motor-BHKW in den Energiekreislauf der Anlage integrieren. Hierbei handelt es sich allerdings um einen Stirling-Motor. Dieser ist das zurzeit leistungsstärkste Aggregat seiner Art. Erfahrungen mit Klärgas als Brennstoff liegen nicht vor.

Thema der Arbeit ist, leistungsbezogene Kennwerte des Stirling-Motor-BHKW bei dessen Betrieb mit Klärgas in Erfahrung zu bringen. Hierzu gehören eine detaillierte Beschreibung der Stoff- und Energieflüsse sowie Informationen zum allgemeinen Betriebsverhalten des Aggregates zu sammeln. Dies ermöglicht einen bedarfsgerechten Einsatz der zu untersuchenden Technik auch für andere Anwendungsfälle. Ein umfangreicher Vergleich mit dem Otto-Motor-BHKW soll die vorliegende Arbeit abrunden.

4 Theoretische Grundlagen

4.1 Otto-Motor

Die unten stehende Abbildung 2 veranschaulicht das Verfahrensprinzip des gasbetriebenen 4-Takt-Otto-Motors. Takt eins, der Ansaugtakt, beinhaltet, dass der Kolben bei geöffnetem Einlassventil vom oberen zum unteren Totpunkt läuft und ein Gemisch aus Frischluft und Brenngas in den Zylinder gesogen wird. Der anschließende Takt dient der Verdichtung der Zylinderfüllung bei gleichzeitiger Schließung des Einlassventils. Ein-Zylinder-Motoren beziehen die für die Verdichtung benötigte Kraft direkt aus der Schwungmasse. Bei Mehr-Zylinder-Motoren kann diese Kraft auch von einem anderen Kolben, der sich gerade im Arbeitstakt befindet, über die Kurbelwelle übertragen, genutzt werden. Es ergibt sich ein gleichmäßiger Lauf.

Bevor der Kolben den oberen Totpunkt erreicht, wird die Zündkerze des Motors gestartet. Dies leitet die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches ein. Die bei dieser Explosion freiwerdende Energie bewirkt eine starke Temperatur- und damit Druckerhöhung im Zylinderraum. Sie wird durch die Abwärtsbewegung des Kolbens kompensiert und direkt in mechanische Arbeit gewandelt (Takt drei). Im Ausstoßtakt öffnet sich das Auslassventil und das entstandene Abgas wird durch den Arbeitskolben aus dem Zylinder gedrückt.¹⁹

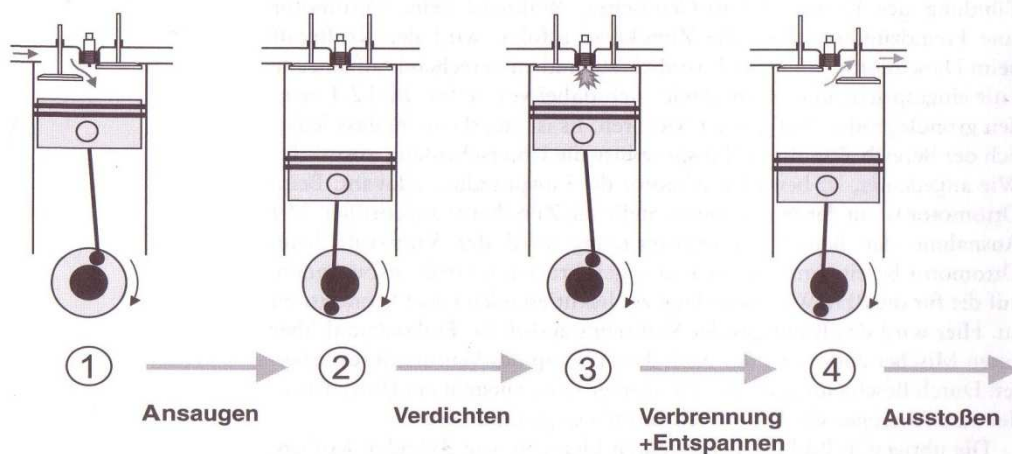


Abbildung 2: Arbeitsweise des 4-Takt-Ottomotors²⁰

¹⁹ Vgl. Thomas, B., 2007, S. 38-39

²⁰ Vgl. ebd., S. 38

4.2 Stirling-Motor

4.2.1 Stirling-Kreisprozess

Die Verfahrensweise des Motors basiert auf einem geschlossenen thermodynamischen Kreisprozess. Ein gasförmiges Medium wechselt zwischen zwei Räumen unterschiedlichen Temperaturniveaus hin und her und verrichtet dabei Kolbenhubarbeit. Das Arbeitsgas kann von außen erwärmt bzw. abgekühlt werden. Entscheidend für den Wirkungsgrad des Motors ist der Regenerator, der an der Schnittstelle zwischen beiden Zylinderräumen installiert ist. Dieser speichert Wärme beim Übergang vom Zylinderraum höheren Temperaturniveaus zum Zylinderraum niederen Temperaturniveaus bzw. gibt im richtigen Arbeitsschritt Energie in Form von Wärme an das Arbeitsmedium ab. Der Wirkungsgrad steigt mit zunehmender Temperaturdifferenz der Prozessphasen. Derzeit gelten als technisch beherrschbare Höchstwerte Temperaturen im heißen Bereich des Kreisprozesses zwischen 650 bis 750° C.²¹ Die Zustandsänderungen des Arbeitsgases innerhalb des Kreisprozesses laufen in der Praxis polytrop bzw. isochor (theoretisch isotherm) ab und werden auf den folgenden Seiten betrachtet.

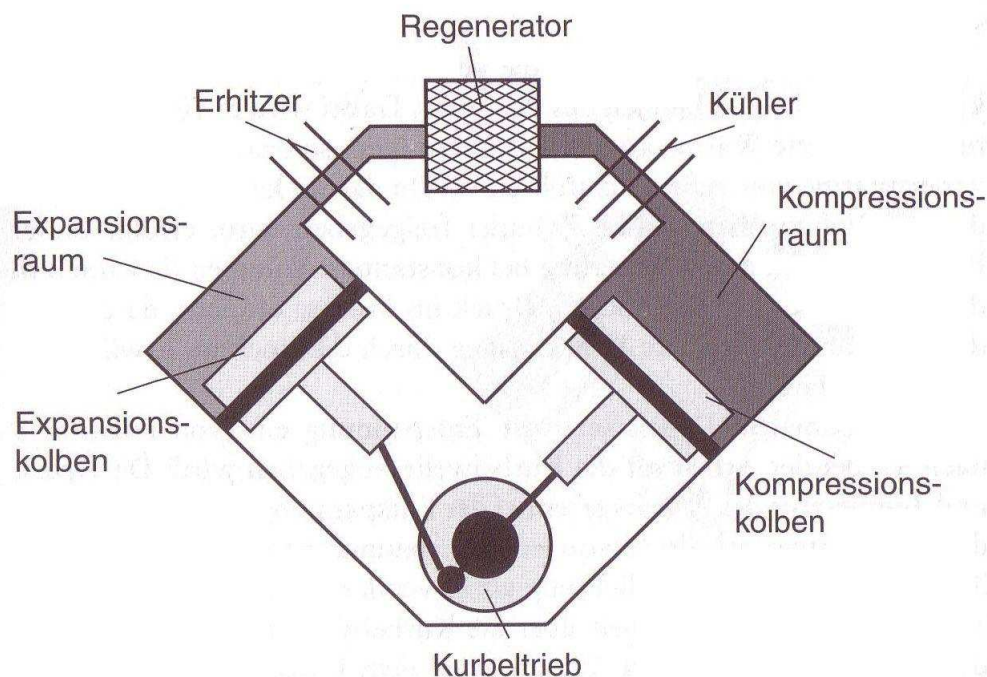
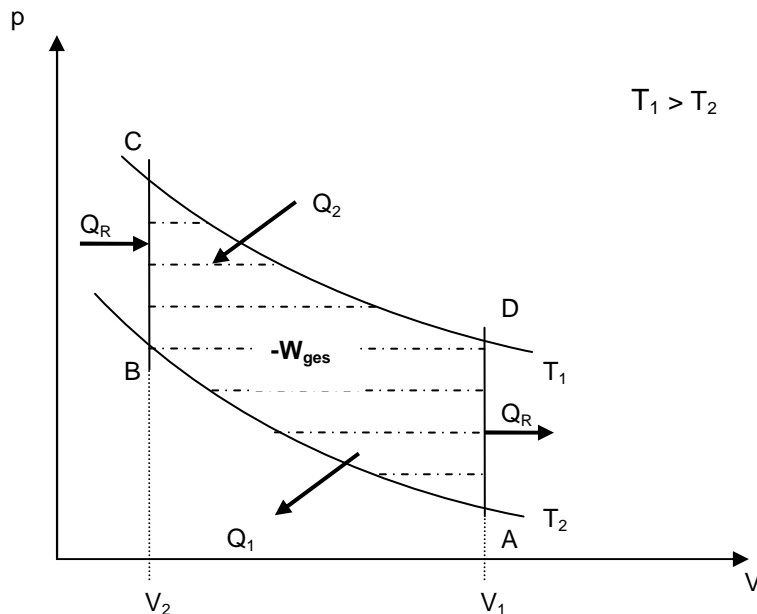


Abbildung 3: Wirkprinzip des Stirling-Motors²²

²¹ Vgl. ebd., S. 49, 54

²² Vgl. ebd., S. 49

Der Stirlingprozess im p-V-Diagramm



Die Prozessphasen im Detail

$A \rightarrow B$	isotherme Kompression	$W_{AB} = n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}$
$B \rightarrow C$	isochore Kompression	$W_{BC} = n \cdot \frac{f}{2} \cdot R \cdot (T_1 - T_2)$
$C \rightarrow D$	isotherme Expansion	$W_{CD} = n \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_2}$
$D \rightarrow A$	isochore Expansion	$W_{DA} = n \cdot \frac{f}{2} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)$

Zusammenfassung

$$W_{ges} = W_{AB} + W_{BC} + W_{CD} + W_{DA}$$

$$W_{ges} = -n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} + n \cdot \frac{f}{2} \cdot R \cdot (T_1 - T_2) + n \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} - n \cdot \frac{f}{2} \cdot R \cdot (T_1 - T_2)$$

$$W_{ges} = n \cdot R \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$W_{ges} = m_x \cdot \frac{R}{M_x} \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} \cdot (T_1 - T_2) \quad \frac{R}{M_x} = R_i \quad \text{x...Helium}$$

n...	Stoffmenge	M...	Molare Masse	m...	Masse
R...	universelle Gaskonstante	f...	Freiheitsgrade Gas	V...	Volumen
R _i ...	spezifische Gaskonstante	T...	Temperatur	W...	Arbeit

Das unterstrichene Ergebnis der theoretischen Betrachtung der letzten Seite hebt die für den Gesamtwirkungsgrad des Stirlingprozesses entscheidenden und damit wesentlichen physikalischen Eigenschaften des darin Arbeit verrichtenden Gases hervor. Befindet sich im Prozess eine große Menge Gas mit einer sehr kleinen molaren Masse, so kann bei starker Kompression des Mediums und einer großen Temperaturspanne zwischen den beiden isothermen Zustandsphasen die gewonnene Nutzarbeit maximiert werden.

Verfahrensweise des im Probetrieb befindlichen Stirling-Motors

Der verwendete Stirling-Motor arbeitet mit vier parallel angeordneten Zylindern, konzipiert als Siemens-Typ, doppelt wirkend, mit einer Kolbenanordnung der α -Konfiguration (1 Kolben pro Zylinder).

Doppelt wirkend bedeutet Expansions- und Kompressionsvolumen liegen im selben Zylinder (2), wie im Bild unten zu sehen, übereinander. Das in den Zylindern befindliche Helium wird über den Wärmetauscher (1) erhitzt und verrichtet Volumenarbeit. Das „kalte“ Zylindervolumen (4) ist mit diesem über den Regenerator (3) gekoppelt. Dieser ermöglicht durch seine Funktion als Wärme-Pufferspeicher annähernd isotherme Übergänge der Prozessphasen (eher polytrop). Das kalte Volumen ist wiederum mit einem heißen verbunden, usw. Die Kühlung des Arbeitsgases erfolgt über einen im Kreislauf zirkulierenden Wasserstrom (5). Entsprechend der temperaturbedingten Expansion, bzw. Kompression des unter Druck befindlichen Arbeitsgases entstehen Kräfte, die periodisch über eine Pleuellstange an eine Pleuellwelle abgegeben werden.

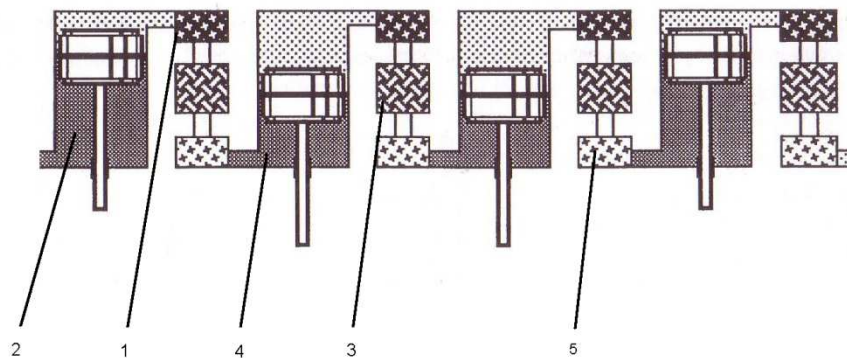


Abbildung 4: Typ des Stirling-Motors im Probebetrieb²³

²³ Vgl. Stirling DK, 2010, S. 14

Das untenstehende Bild zeigt eine Querschnittsansicht des gesamten BHKW aus Brennkammer und Motor. Der Verlauf der roten Pfeile veranschaulicht den Weg, den die Energie in Form von Wärme während des Prozesses durchläuft.

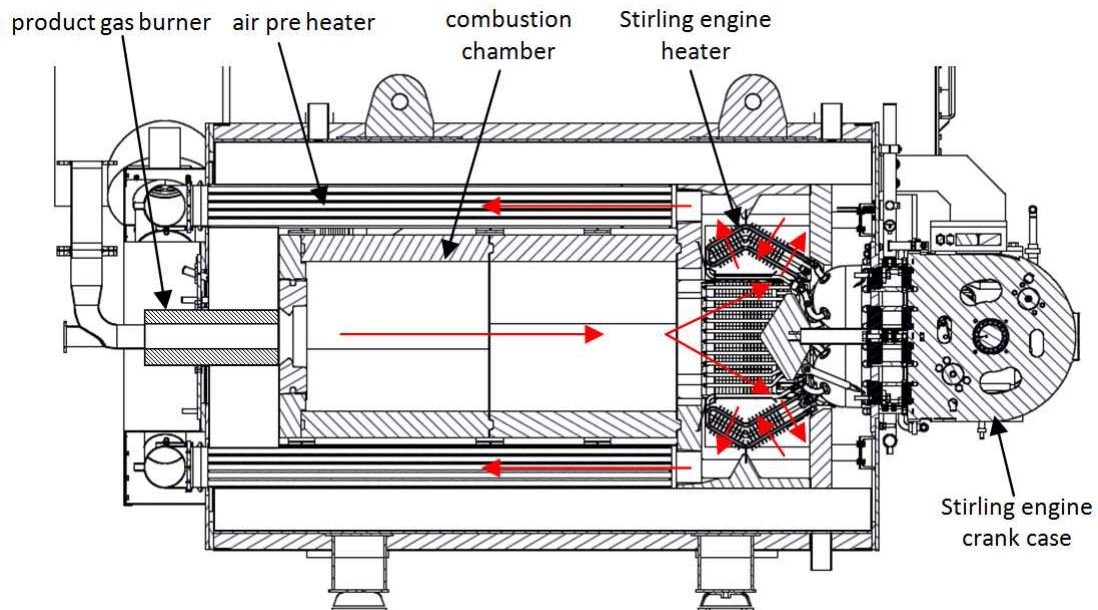


Abbildung 5: Schnittansicht des Stirling-BHKW²⁴

²⁴ Vgl. Marinitsch, G., 2011, S. 22

4.2.2 Bauarten

Die Art und Weise, eine Stirlingmaschine zu bauen, variierte seit deren Erfindung Ende des 19. Jahrhunderts in Form, Kolbenanordnung und Arbeitsweise. Um einen Überblick zu gewinnen, sollte man eine Einteilung in Gruppen vornehmen. Hier werden die bekanntesten Arten genannt und die wichtigsten kurz vorgestellt:

- Einfach wirkende Motoren
- Doppeltwirkende Motoren
- Freikolben-Stirling-Maschinen
- Freizylinder-Stirling-Maschinen

Einfach wirkende Kolben

Unter dieser Bezeichnung versteht man die Reaktion einer Seite des Arbeits- bzw. Verdrängerkolbens auf die Druckschwankungen im Arbeitsraum. Man unterscheidet hierbei zwischen Alpha-, Beta- und Gammakonfiguration.

Tabelle 2: Charakteristik Alpha-Konfiguration²⁵

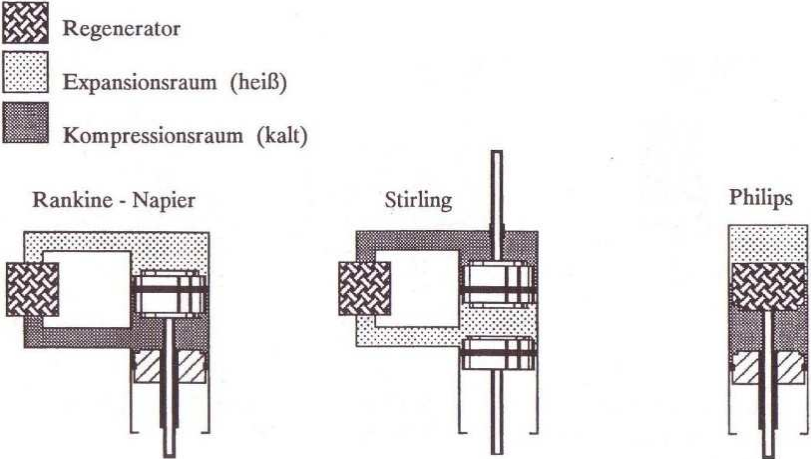
Anzahl der Kolben	2
Anzahl der Zylinder	2
Form	<p>parallel (Rider) fluchtend, gegenüberliegend parallel gegenüberliegend</p> <p>Abbildung 6: Formen der Alpha-Konfiguration²⁶</p>

²⁵ Vgl. Werdich, M., 2005, S. 39-40

²⁶ Vgl. ebd., S. 39

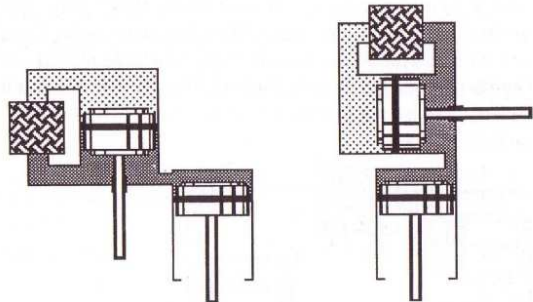
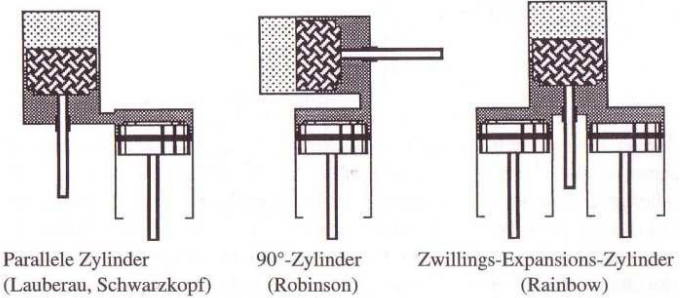
Spezifikation der Kolben	<ul style="list-style-type: none"> zwei Arbeitskolben, welche die Verdrängung gemeinsam übernehmen
Triebwerk	<ul style="list-style-type: none"> Allgemein gilt: Unterschiedliche Dimensionierung bei Arbeits- und Verdrängerkolben
Besonderheit	<ul style="list-style-type: none"> Arbeitskolben aus zwei verschiedenen Materialien Dom als Aufsatz des Arbeitskolbens aus Edelstahl (Kolbenringisolation zum Schutz vor zu hohen Temperaturen) unterer Teil des Arbeitskolbens aus Aluminium, Grauguss, oder Stahllegierungen

Tabelle 3: Charakteristik Beta-Konfiguration²⁷

Anzahl der Kolben	2
Anzahl der Zylinder	1
Form	 <p>Abbildung 7: Formen der Beta-Konfiguration²⁸</p>
Spezifikation der Kolben	<ul style="list-style-type: none"> Arbeits- und Verdrängerkolben auf der Kompressionsseite
Triebwerk	<ul style="list-style-type: none"> Rhombetriebwerk möglich, da beide Kolben auf gleicher Seite somit Schwingungsfreiheit realisierbar
Besonderheit	<ul style="list-style-type: none"> größeres Verdichtungsverhältnis möglich als bei Gammakonfiguration rotationssymmetrischer Aufbau (größere Wärmetauscher installierbar im Vergleich zu Alpha- oder Gammakonfiguration)

²⁷ Vgl. ebd., S. 40-41²⁸ Vgl. ebd., S. 40

Tabelle 4: Charakteristik Gamma-Konfiguration²⁹

Anzahl der Kolben	2
Anzahl der Zylinder	2
Form	<p><i>Externer Regenerator</i></p>  <p>Parallele Zylinder (Heinrici) 90°-Zylinder</p> <p><i>Regenerativer Verdränger</i></p>  <p>Parallele Zylinder (Lauberau, Schwarzkopf) 90°-Zylinder (Robinson) Zwillings-Expansions-Zylinder (Rainbow)</p> <p><i>Abbildung 8: Formen der Gamma-Konfiguration³⁰</i></p>
Spezifikation der Kolben	<ul style="list-style-type: none"> Arbeits- und Verdrängerkolben in zwei verschiedenen Zylindern in verschiedenen Anordnungen zueinander möglich (parallel, coaxial)
Triebwerk	<ul style="list-style-type: none"> variabel, je nach Kolbenanordnung zueinander
Besonderheit	<ul style="list-style-type: none"> großer Totraum, damit schlechterer Wirkungsgrad

²⁹ Vgl. ebd., S. 41-42³⁰ Vgl. ebd., S. 41

eingeschlossenen Arbeitsgases wirkt selbst bei geringen Temperaturunterschieden, und der sich daraus ergebenden Druckänderung, als Gasfeder.³³

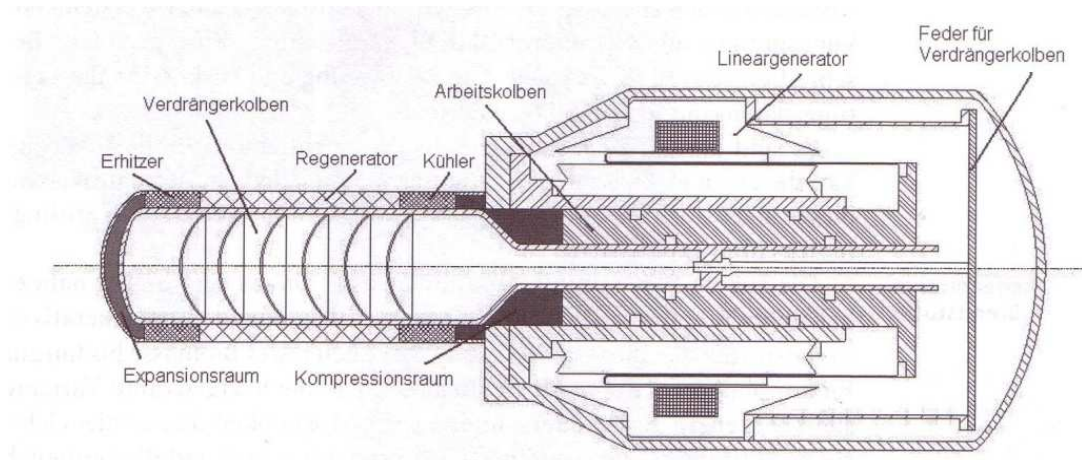


Abbildung 10: Bauweise einer Freikolben-Stirling-Maschine³⁴

4.2.3 Arbeitsmedium des Stirling-Motors

Von entscheidender Tragweite für den Gesamtwirkungsgrad des Stirling-Motors ist die Wahl des Arbeitsmediums. Es muss eine Reihe physikalischer Eigenschaften und sich daraus ergebenden Kennwerten bestmöglich erfüllen. Dazu zählen:

- **geringe Dichte**
 - für eine hohe Komprimierbarkeit bei kleinstmöglichem Energie- und damit Konstruktionsaufwand
- **hohe spezifische Wärmekapazität**
 - um maximale Wärmemengen umsetzen zu können
- **geringe Viskosität**
 - zur Minimierung der Strömungsverluste während des Prozesses
- **hohe Wärmeleit- und Wärmeübertragungsfähigkeit**
 - um eine hohe Leistungsdichte des Mediums beim Energieaustausch zu erreichen

Weiterhin spielen Sicherheits- und Kostenaspekte des Arbeitsmediums eine wichtige Rolle. Ebenso dürfen die materiellen und technischen Belastbarkeitsgrenzen des Motors selbst nicht außer Acht gelassen werden.

Die gebräuchlichsten Vertreter sind Luft, Wasserstoff und Helium. Atmosphärenluft stellt den kostengünstigsten Vertreter dar. Dieses Medium besticht durch einen hohen Sicher-

³³ Vgl. Thomas, B., 2007, S. 54-55

³⁴ Vgl. ebd., S. 55

heitsfaktor und eine geringe Diffundierbarkeit. Damit minimiert sich der materielle Aufwand. Jedoch stellt es die geringste Leistungsdichte aller genannten Vertreter dar. Luft wird vor allem bei Aggregaten kleinerer Leistungen (bis 1 kW) eingesetzt.

Wasserstoff stellt dazu das genaue Gegenteil (für Motoren > 50 kW) dar. Aber dessen hohe Neigung zur Diffusion aus dem Material birgt große konstruktive Herausforderungen, nicht zuletzt durch damit verursachte Materialversprödung bei höheren Temperaturen und gleichzeitigen Leistungsverlust durch Druckabbau des Arbeitsmediums. Dadurch entstehen hohe konstruktive und materielle Kosten. Zusätzlich ist Wasserstoff explosibel, wodurch sich die Sicherheitsanforderungen verschärfen.

Helium stellt eine Mittellösung zwischen den beiden genannten Vertretern dar. Es ist sicherer beim Umgang. Dennoch wird eine ausreichende Leistungsdichte gewährleistet.^{35,36}

³⁵ Vgl. ebd., S. 90-92

³⁶ Vgl. Thomas, B., 2007, S. 53-54

5 Technische Anlagen und Durchführung

5.1 Technische Anlagen

5.1.1 Stirling-BHKW

Technische Beschreibung

Das Stirling-BHKW besteht aus den Modulen Brennkammer, Stirling-Motor mit integriertem Asynchrongenerator, Regel- und Steuertechnik für den Brennerbetrieb sowie einem Wärmepufferspeicher. Die Anlage ist mit dem Heizwassersystem verbunden, dass den Biogasreaktor sowie umliegende Gebäude heizt.

Brennkammer

Die zylindrische Brennkammer ist von außen nach innen folgendermaßen aufgebaut:

- Isolierung auf kunststoffbeschichtetem Stahlblechmantel
- Wassermantelkühlung
- Steinwolleisolierung
- feuerfester Beton (Schamottestein)

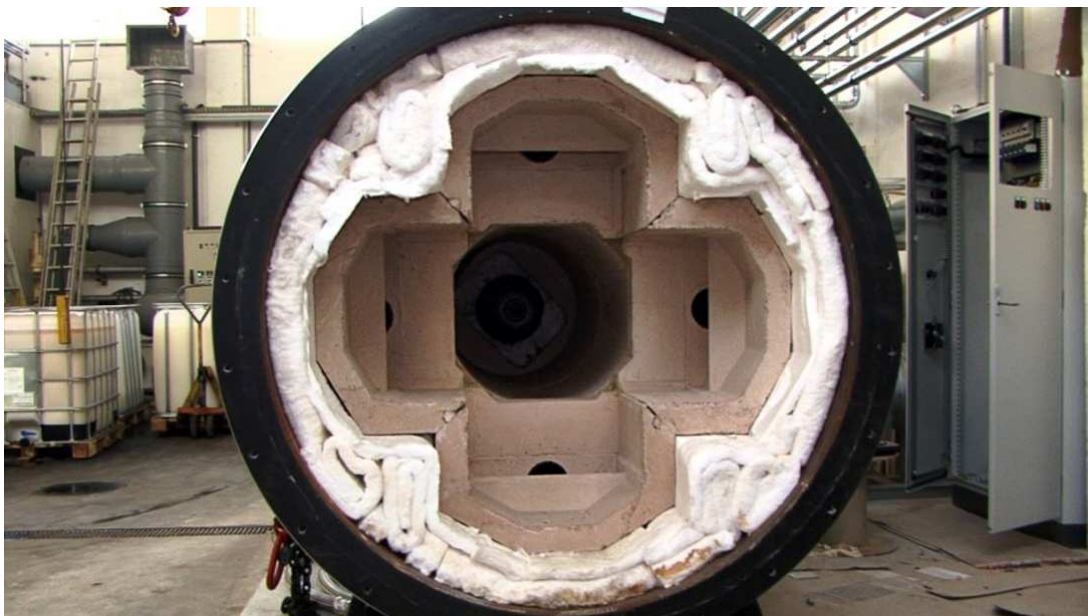


Abbildung 11: Aufbau der Brennkammer³⁷

³⁷ Bildquelle: Facius, T., betriebsinterne Dokumentation

In der Brennkammer findet die Oxidation von Klärgas bei Temperaturen um 850° C statt. Die dabei umgesetzte Energie wird vom Wärmetauscher des Stirling-Motors aufgenommen und verwertet. Die vorstehende Abbildung zeigt die Schnittstelle zwischen Brennraum und Wärmetauscher des Motors.

Abgaswärmetauscher / Luftvorwärmer

Das bei der Verbrennung entstehende Rauchgas durchläuft den Wärmetauscher des Motors. Dann wird es durch vier Edelstahlrohre abgeleitet (zwei dieser Rohre in der untenstehenden Abbildung sichtbar). Eingebraachte Verbrennungsluft wird darin im Gegenstromprinzip durch heißes Abgas auf Temperaturen von etwa 450° C vorgewärmt. Das Rauchgas gelangt in einen Sammler, bevor es über einen Schornsteinabzug an die Atmosphäre abgegeben wird.



Abbildung 12: Verbrennungsluft-Vorheizkanäle, Brennerdüse³⁸

Stirling-Motor

Die wesentlichen Elemente des Motors sind vier außenliegende Wärmetauscher (Erhitzer), der Stirling-Kühler und der Regenerator. Durch den ständigen Wechsel von Wärmezufuhr und -abfuhr verrichtet Helium Volumenarbeit in den vier Zylinderräumen. Der Motor basiert auf dem Siemens-Prinzip (Vgl. S. 15).

Durch den Regenerator sind, wie bereits in Gliederungspunkt 4.2.1 erwähnt, annähernd isotherme Zustandsänderungen zwischen den Prozessphasen möglich. Somit wird der Gesamtwirkungsgrad gesteigert. Für einen maximalen Wirkungsgrad sollte die Wärme-

³⁸ Bildquelle: Facius, T., betriebsinterne Dokumentation

aufnahme des Motors (Rauchgastemperatur) so hoch wie möglich und die Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes so gering wie möglich sein.

Der an den Motor gebundene Asynchrongenerator ist hermetisch abgeschlossen und dient der netzsynchronen (50 Hz) Erzeugung elektrischer Energie. Diese wird von den Maschinen und Anlagen der Kläranlage direkt verwertet. Der Start des Motors erfolgt über den Generator im Umkehrbetrieb. Die dazu benötigte Energie wird dem Stromnetz entnommen.



Abbildung 13: Links - Stirling-Motor von außen, Rechts – vier Wärmetauscher (Erhitzer) des Motors³⁹

Kühlsystem

Das BHKW verfügt über zwei Wärmekreisläufe, die mit dem Warmwasserspeicher verbunden sind. Der Hauptwärmekreislauf bezweckt Abnahme der Wärme, welche bei der Kompression des Arbeitsmediums im ersten Takt des Stirlingprozesses entsteht. Die Mantelkühlung der Brennkammer dient als Notfallsystem, um einer Überhitzung dieser vorzubeugen.

Regel-/ Steuertechnik

Die Steuerung des Brenners erfolgt über eine Siemens Simatic S7 300 SPS, deren Aufgabe es ist, die Zufuhr von Klärgas und Verbrennungsluft mit Hilfe einer Lambda-Sonde zu regeln. Zusätzlich wird die Temperatur im Brennraum überwacht, sodass bei Erreichen von 850°C vom Flammen- in den FLOX-Betrieb (flamme nlose, vollständige Oxidation bei gleichmäßiger Temperaturverteilung im Brennraum) umgeschaltet werden kann. Treten Probleme während des Brennerbetriebes auf, reißt beispielsweise die Flamme im Brennraum ab oder gibt es Komplikationen beim Umschaltvorgang vom Flammen- zu FLOX-Betrieb, schaltet die Steuerung den Brenner ab. Ein in das System eingebundenes Kont-

³⁹ Bildquelle: Facius, T., betriebsinterne Dokumentation

rollorgan ist der Flammensensor. Dieser kontrolliert spektroskopisch die Stabilität der Brennerflamme.

5.1.2 Otto-BHKW

Technische Beschreibung

Das Otto-BHKW wird betrieben durch einen 4-Takt-Ottomotor mit sechs Zylindern, der 110 KW (150 PS) Leistung bei 1500 Umdrehungen pro Minute erbringt. Als Kraftstoff dient aufbereitetes Klärgas (60% CH₄, 40% CO₂, auskondensiert, entschwefelt). Der Motor treibt einen Asynchrongenerator zur Erzeugung elektrischer Energie an. Die Prozessabwärme unmittelbar von der Motorkühlung sowie von einem Abgaswärmetauscher wird zur Temperierung des Biogasreaktors bzw. anliegender Gebäude genutzt. Es liegt eine klassische Kraft-Wärme-Kopplung vor. Die Steuerung des BHKW erfolgt über eine Siemens Simatic S7 300 SPS. Diese steuert mit Hilfe einer Lambda-Sonde das Mischungsverhältnis von Luft zu Kraftstoff und schaltet im Falle von Betriebsproblemen, wie beispielsweise einer Überhitzung des Aggregates, den Motor ab.



Abbildung 14: Innenansicht des Otto-BHKW-Containers⁴⁰

Bildbeschriftung: 1. Generator 2. Otto-Motor 3. Ansaugluftfilter 4. Teil des Heizkreislaufes

⁴⁰ Bildquelle: Facius, T., betriebsinterne Dokumentation

5.2 Durchführung der Untersuchungen

Die Untersuchungen an den Motoren fanden getrennt voneinander statt. Für jedes BHKW waren mindestens drei vollständige Messprotokolle vorgesehen. Die in folgender Tabelle genannten Kennwerte wurden anhand der jeweils aufgeführten zu messenden Größen ermittelt:

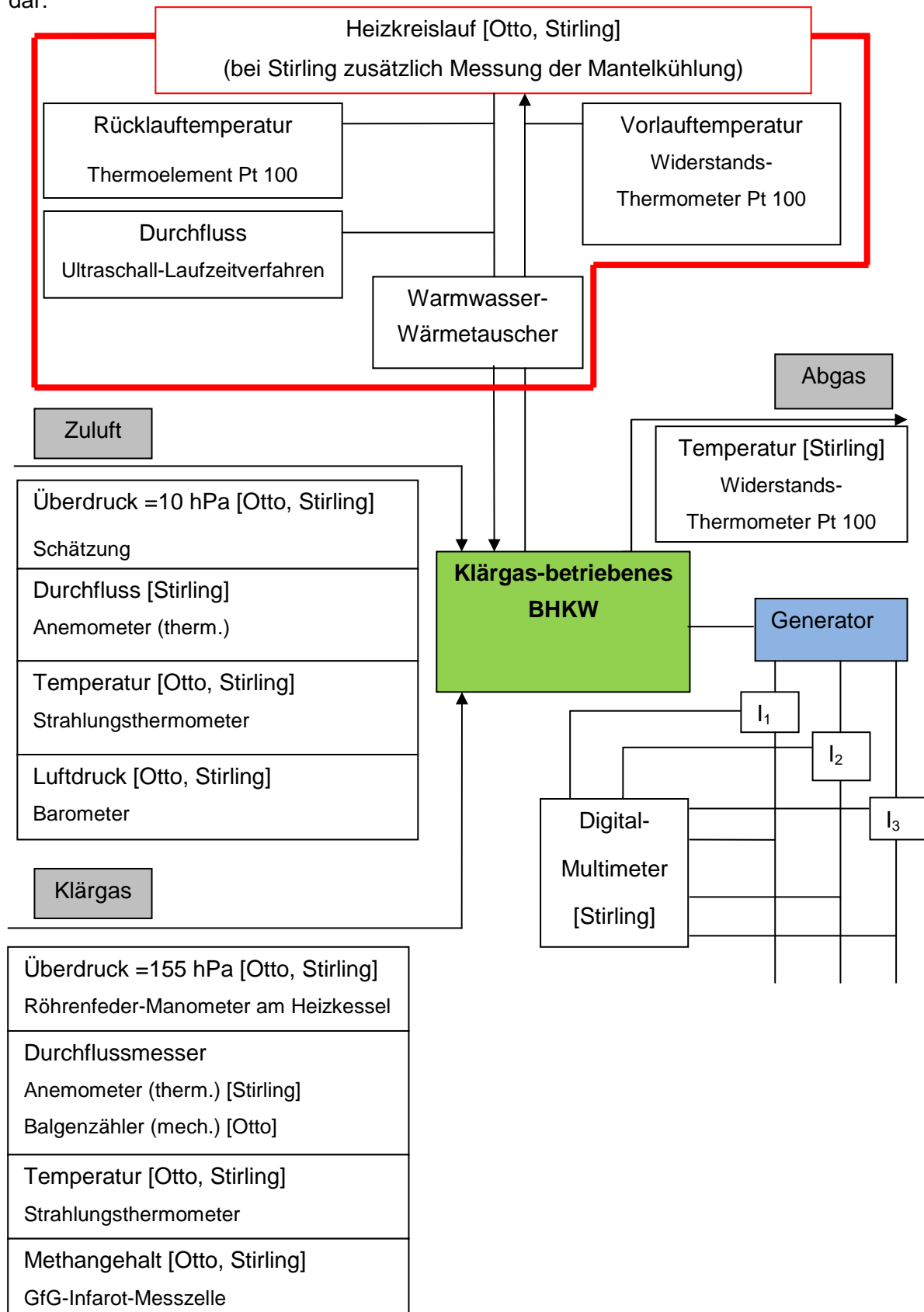
Tabelle 5: Übersicht der Leistungskennwerte der Bilanz

Kennwert	Berechnungsformel	zu messende Variablen
Brennstoffleistung	$\Phi_{Zu} = \dot{V}_{Gas, Norm} \cdot CH_4\% \cdot H_{U, Gas}$	Klärgas-Volumenstrom [$m^3 \cdot h^{-1}$] Methangehalt [%] Gasdruck [hPa] Gastemperatur [$^{\circ}C$] Atmosphärendruck [hPa]
Thermische Nutzleistung	$\Phi_{Th} = \dot{V}_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot \Delta T$	Wasser-Volumenstrom [$m^3 \cdot h^{-1}$] Vorlauftemperatur [$^{\circ}C$] Rücklauftemperatur [$^{\circ}C$]
Elektrische Nutzleistung	$P_{el} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I_{1,2,3} \cdot \cos \varphi$	direkte Messung P_{el} [kW]
Abgaswärmeverlust	$\Phi_{Abgas} = \dot{m}_{Abg} \cdot \rho_{Abg} \cdot c_{Abg} \cdot \Delta T$	Abgastemperatur [$^{\circ}C$] Lufttemperatur [$^{\circ}C$] Luftdruck [hPa] Luft-Volumenstrom [$m^3 \cdot h^{-1}$]

Nach Abschluss der Messungen wurden die aufgenommenen Werte zur Berechnung der Energiebilanz eines jeden Motors herangezogen. Im Anschluss erfolgte eine Fehlerfortpflanzungsberechnung nach Gauß für die Leistungskennwerte der Motoren.

Versuchsaufbau zur Durchführung der Leistungsermittlung

Das folgende Schema stellt alle vorhandenen Messstellen mit zugehörigem Messgerät dar:



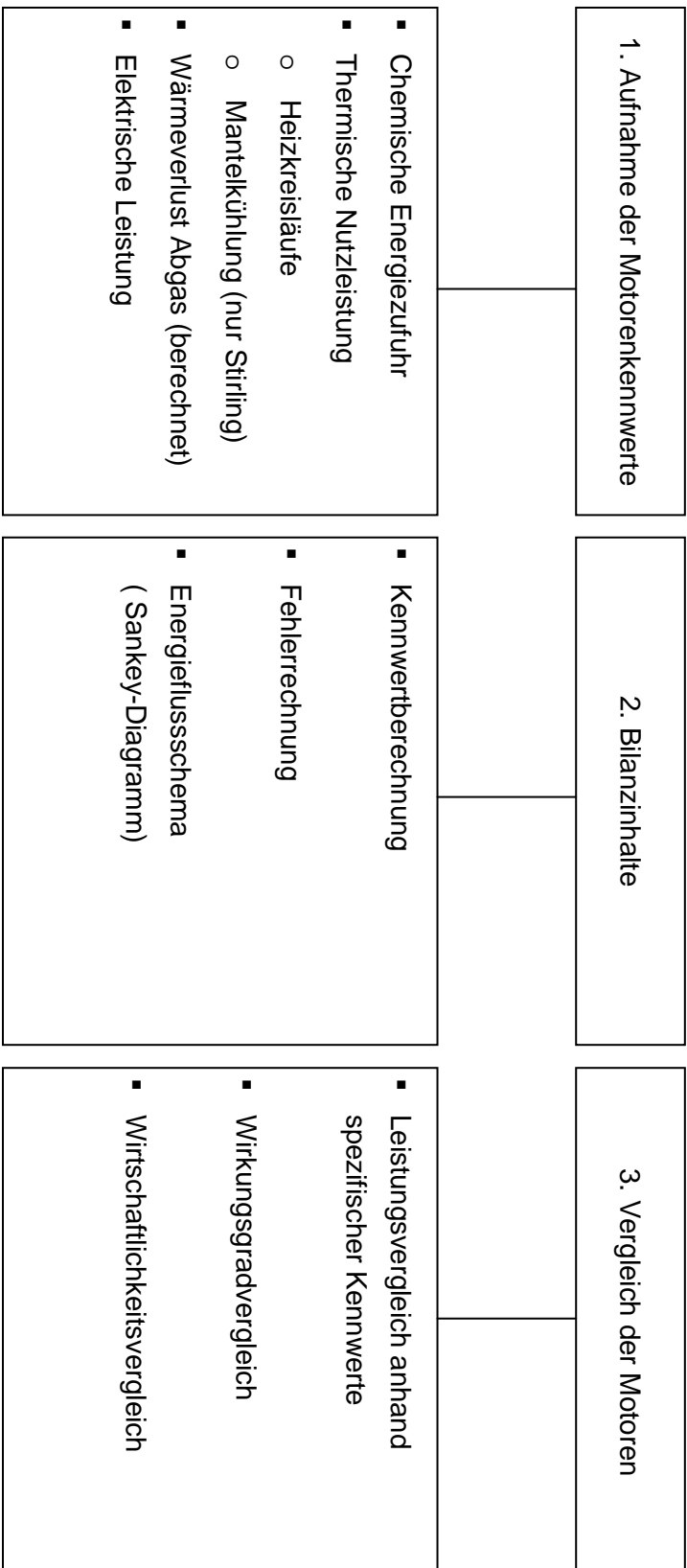
5.2.1 Betrieb des Stirling-BHKW

Das Stirling-Aggregat wurde vor Beginn der Messungen mindestens 4 bis 8 Stunden bei minimaler Klärgaszufuhr von ca. 16 bis 17 m³ pro Stunde betrieben. Diese Aufheizphase ist durch den großen Brennraum bedingt, der im Anfahrprozess eine enorme Wärmemenge aufnimmt. Sobald ein stationäres Betriebsverhalten erreicht wurde, begann die Kennwertermittlung. Dafür wurde die Brennstoffzufuhr im 2 m³/h-Intervall variiert. Zwischen jedem Messpunkt ist eine Zeitspanne von mindestens vier Stunden mit gleichbleibenden Parametern eingehalten worden, sodass sich ein stationärer Betrieb und damit konstante Kennwerte einpegeln konnten.

5.2.2 Betrieb des Otto-BHKW

Die Untersuchungen des Otto-BHKWs erfolgten lastabhängig. Die Intervalle für die Leistungsmodulation betrugen $P_{el} = 10$ kW. Begonnen wurde die Kennwertermittlung beim Minimalwert (16 kW) und kontinuierlich bis zur Maximalleistung von $P_{el} = 80$ kW moduliert. Dem System musste ebenso Zeit zur Einstellung konstanter Kennwerte gelassen werden. Das Otto-BHKW reagiert aber sehr viel schneller auf Laständerungen und stellt sich bereits nach fünf bis zehn Minuten auf neue Vorgaben der zu erbringenden elektrischen Leistung ein. Kontrolliert wurde dies an der Nachregulierung des Lambda-Wertes durch die Steuerungseinrichtung des Motors.

Bilanzstruktur



5.3 Energiebilanzierung

5.3.1 Bilanzinhalte

Die im Prozess der Wärme-und Elektroenergieerzeugung der BHKW befindliche Summe der Leistungen und Wärmeströme können wie folgt zusammengefasst werden:

$$P_{Gesamt} = P_{elektrisch} + P_{thermisch} + P_{Abgaswärme} + P_{Strahlung} + P_{Verluste}$$

Die Wärmestrahlungsenergien der Motoren werden zusammen mit den restlichen Verlusten als füllendes Element der Bilanzlücke angenommen. Der Kern der Bilanzberechnungen gliedert sich in fünf Punkte:

1. Umrechnung des Klärgasvolumenstromes auf Normbedingungen

- a. Sättigungsdampfdruck
- b. Relative Feuchte Klärgas
- c. Klärgasvolumenstrom

2. Umrechnung des Luftvolumenstromes auf Normbedingungen

- a. Sättigungsdampfdruck
- b. Relative Feuchte Luft
- c. Luftvolumenstrom

3. Berechnung des Eingangs- und Abgasvolumenstromes

- a. Zusammensetzung Klärgas, Luft, Eingangsgas
- b. Volumenströme
- c. Massenströme
- d. Verhältnis der Massenströme im Eingangsgas

4. Abgaszusammensetzung

- a. Energetische Berechnungen
- b. Brennstoffleistung
- c. Bilanzielle Leistungslücke
- d. Berechnung der Wärme im Abgas
- e. Berechnung der technisch rückgewinnbaren Wärme

5. Ergebnisse

- a. Leistungen
- b. Wirkungsgrade

Die vorgenommenen Bilanzberechnungen wurden hinsichtlich zu treffender Annahmen und Einschätzungen mit dem Geschäftsleiter des Zweckverbandes Frohnbach, Herrn Dr.-Ing. Heinrich, und mit dem Probetrieb des Stirling-Motors betrauten Verbrennungstechniker Herrn Dipl.-Ing. Katzemich (Ing.-Büro UES GmbH & Co. KG, Nattenhausen) abgestimmt. Die vollständige Bilanzberechnung kann für jedes BHKW anhand eines im Anhang enthaltenen Berechnungsbeispiels nachvollzogen werden.

Kennwertberechnung

Normvolumenstrom \dot{V}_{Norm} :

$$\dot{V}_{\text{Norm}} = \frac{(p_1 - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot T_{\text{Norm}}}{T_1 \cdot p_{\text{Norm}}} \cdot \dot{V}_1$$

$p_1 \dots$	Druck Gas zum Messzeitpunkt [hPa]
$\varphi \dots$	relative Feuchte im Klärgas
$p_{\text{H}_2\text{O}} \dots$	Sättigungsdampfdruck Wasser im Klärgas [hPa]
$\dot{V}_1 \dots$	Volumenstrom Gas zum Messzeitpunkt [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$T_{\text{Norm}} \dots$	Normtemperatur [K], $T_{\text{Norm}} = 273,16 \text{ K}$
$T_1 \dots$	Temperatur Gas zum Messzeitpunkt [K]
$p_{\text{Norm}} \dots$	Normdruck [hPa], $p_{\text{Norm}} = 1013,25 \text{ hPa}$

Entsprechend der Thermischen Zustandsgleichung des idealen Gases $\frac{p \cdot V}{T} = \text{konst.}$ müssen die gemessenen Volumenströme für Klärgas und Verbrennungsluft auf Normbedingungen (273,16 K; 1013,25 hPa) bezogen werden, um die für die Berechnung der Bilanzelemente benötigten Konstanten (bspw. Dichte, Heizwert,...) einbeziehen zu können. Der Sättigungsdampfdruck des im Klärgas befindlichen Wasseranteiles muss zur exakten Berechnung des Klärgasdruckes von diesem subtrahiert werden. Dies hat jedoch nur einen geringfügigen Einfluss auf das Endergebnis und kann vernachlässigt werden. Die relative Feuchte wird anhand eines Betriebspunktes bekannter Temperatur und bekannten Druckes nebst zugehörigem Sättigungsdampfdruck über eine Verhältnisgleichung abgeschätzt $\left(\varphi_2 = \varphi_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_{s,1}}{p_{s,2}} \right)$.

Brennstoffleistung Φ_{Zu} :

$$\Phi_{\text{Zu}} = \frac{(p_{\text{Gas}} - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot T_{\text{Norm}}}{T_{\text{Gas}} \cdot p_{\text{Norm}}} \cdot \dot{V}_{\text{Gas}} \cdot \text{CH}_4 \% \cdot H_{\text{U,Methan}}$$

$p_{\text{Gas}} \dots$	Druck Klärgas [hPa]
$\varphi \dots$	relative Feuchte im Klärgas
$p_{\text{H}_2\text{O}} \dots$	Sättigungsdampfdruck Wasser im Klärgas [hPa]
$T_{\text{Norm}} \dots$	Normtemperatur [K]
$T_{\text{Gas}} \dots$	Klärgastemperatur [K]

p_{Norm} ...	Normdruck [hPa]
\dot{V}_{Gas} ...	Klärgasvolumenstrom [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$\text{CH}_4\%$...	Methangehalt Klärgas [%]
$H_{\text{U, Methan}}$...	unterer Heizwert Methan [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$]

Tabelle 6: Konstanten der Brennstoffzufuhrberechnung

Konstante	Wert	Einheit
H_{U}	9,94	$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$
p_{Norm}	1013,25	hPa
T_{Norm}	273,15	K

Thermische Nutzleistung $\Phi_{\text{Thermisch}}$:

$$\Phi_{\text{Thermisch}} = \dot{V}_{\text{Wasser}} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{p \text{ Wasser}} \cdot (T_{\text{W, Vorlauf}} - T_{\text{W, Rücklauf}})$$

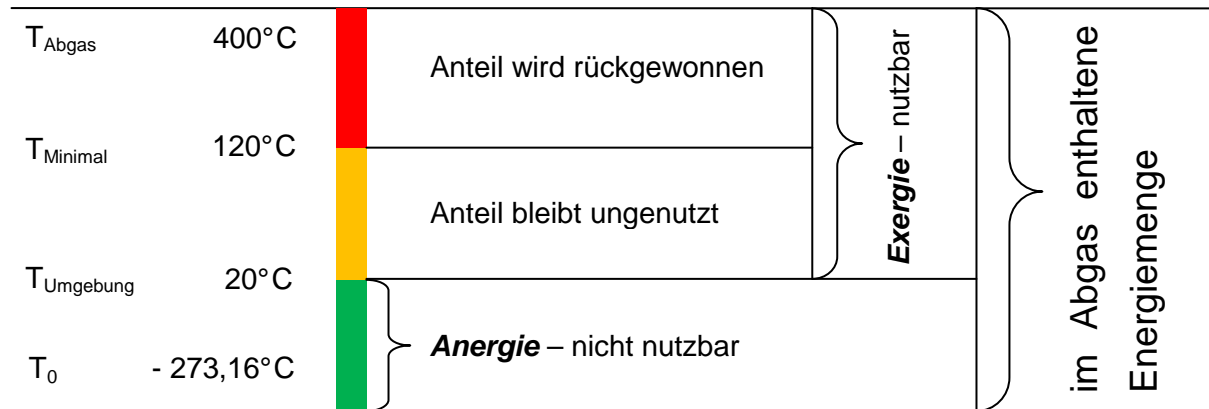
\dot{V}_{Wasser} ...	Volumenstrom Heizkreislauf [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
ρ_{Wasser} ...	Wasserdichte bei mittlerer Heizkreislauftemperatur [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$c_{p \text{ Wasser}}$...	spez. Wärmekapazität H_2O bei mittlerer Heizkreislauftemp. [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$T_{\text{W, Vorlauf}}$...	Vorlauftemperatur Heizkreislauf [K]
$T_{\text{W, Rücklauf}}$...	Rücklauftemperatur Heizkreislauf [K]

Tabelle 7: Konstanten für die Berechnung der Thermischen Nutzleistung

Konstante	Wert	Einheit
ρ_{Wasser}	983,19 [60°C]	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
c_{Wasser}	4,18 [60°C]	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Wärmeverluststrom Abgas Φ_{Abgas} :

Der durch Abgase an die Atmosphäre abgegebene Wärmeanteil des Prozesses kann wie folgt in nutzbare und nicht nutzbare Anteile getrennt werden.



Einzig interessant ist der technisch nutzbare Wärmeanteil von 120 °C bis zur gemessenen Abgastemperatur. Die Minimaltemperatur wird zur Vermeidung von Kondensation des Wasseranteiles im Rauchgas gewählt.

$$\Phi_{\text{Ab,AbT}} = \dot{m}_{\text{Abgas}} \cdot c_{p \text{ Abgas,AbT}} \cdot T_{\text{Abgas}}$$

$$\Phi_{\text{Ab,MinT}} = \dot{m}_{\text{Abgas}} \cdot c_{p \text{ Abgas,MinT}} \cdot T_{\text{Minimal}}$$

$$\Phi_{\text{Abgas}} = \Phi_{\text{Ab,AbT}} - \Phi_{\text{Ab,MinT}}$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} = \dot{V}_{\text{Abgas}} \cdot \rho_{\text{Abgas}}$$

$$\dot{V}_{\text{Abgas}} = \dot{V}_{\text{Norm,Gas}} + \dot{V}_{\text{Norm,Luft}}$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} = \left(\frac{T_{\text{Norm}}}{p_{\text{Norm}}} \right) \cdot \left(\frac{(p_{\text{Gas}} - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}})}{T_{\text{Gas}}} \cdot \dot{V}_{\text{Gas}} + \frac{(p_{\text{Luft}} - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}})}{T_{\text{Luft}}} \cdot \dot{V}_{\text{Luft}} \right) \cdot \rho_{\text{Abgas}}$$

$\dot{m}_{\text{Abgas}} \dots$ Abgasmassenstrom [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]

$\rho_{\text{Abgas}} \dots$ Abgasdichte [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

$c_{\text{Abgas, AbT}} \dots$ spezifische Wärmekapazität Abgas bei Abgastemp. [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$c_{\text{Abgas, MinT}} \dots$ spezifische Wärmekapazität Abgas bei 120°C [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$T_{\text{Abgas}} \dots$ Abgastemperatur [K]

$T_{\text{Luft}} \dots$ Verbrennungslufttemperatur [K]

$T_{\text{Gas} \dots}$	Klärgastemperatur [K]
$\dot{V}_{\text{Luft} \dots}$	Volumenstrom Verbrennungsluft [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$\dot{V}_{\text{Gas} \dots}$	Volumenstrom Klärgas [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$p_{\text{Luft} \dots}$	Luftdruck [hPa]
$p_{\text{Gas} \dots}$	Klärgasdruck [hPa]
$\varphi \dots$	relative Feuchte
$p_{\text{H}_2\text{O} \dots}$	Sättigungsdampfdruck Wasser [hPa]
$T_{\text{Norm} \dots}$	Normtemperatur [K]
$p_{\text{Norm} \dots}$	Normdruck [hPa]

Tabelle 8: Konstanten für die Berechnung der Abgaswärme

Konstante	Wert	Einheit
ρ_{Abgas}	1,27	$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$c_p \text{ Abgas, AbT}$	s. Anhang ⁴¹	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$c_p \text{ Abgas, MinT}$	1,055 [120°C]	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Wirkungsgrade

Die Berechnung der Motorwirkungsgrade erfolgte nach DIN 6280 Teil 14: "Stromerzeugungsaggregate mit Hubkolben-Verbrennungsmotoren, Teil 14 Blockheizkraftwerke (BHKW); Grundlagen, Anforderungen, Komponenten, Ausführung und Wartung".

Tabelle 9: Übersicht Wirkungsgradberechnungen

Objekt	Formel
Thermischer Wirkungsgrad	$\eta_{Th} = \frac{\Phi_{Th}}{\Phi_{Zu}}$
Elektrischer Wirkungsgrad	$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\Phi_{Zu}}$
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{Ges} = \frac{\Phi_{Th} + P_{el}}{\Phi_{Zu}}$

⁴¹ Vgl. Mitteilung Katzemich, R., 2011, Anhang S. IX

Aufbereitung der Messwerte

Die Durchführung von Experimenten in Naturwissenschaft und Technik ergibt eine Vielzahl von Ergebnissen in numerischer Form. Um die Genauigkeit der ermittelten Werte einschätzen zu können, sollte stets eine Fehlerfortpflanzungsberechnung erfolgen.

Fehlerrechnung / Fehlerfortpflanzung

Bei indirekt messbaren Größen verwendet man die Mittelwerte der Eingangsgrößen, um daraus die Ergebnisgröße zu berechnen. Um eine Aussage über den Vertrauensbereich des ermittelten Wertes treffen zu können, muss die Messunsicherheit auf das Endergebnis abgeschätzt werden. Dabei wird sich der Fehlerfortpflanzung nach Gauß bedient:

$$s_y = \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot s_{x_i} \right)^2}$$

Der Ausdruck $\frac{\partial y}{\partial x_i}$ stellt die partielle Ableitung der Funktion y nach ihren einzelnen Variablen x_i dar. Bei diesen Ableitungen sind alle übrigen Variablen als konstant zu behandeln. s_{x_i} stellt die festgelegte Messunsicherheit der jeweiligen Variablen x_i dar (nach Herstellerangaben der verwendeten Messgeräte). Das Ergebnis ist der summierte Größtfehler bei der Ermittlung eines indirekt berechneten Wertes.

Das Ergebnis wird als absoluter und relativer Fehler des berechneten Kennwertes angegeben.⁴²

⁴² Vgl. Lindner, H., 2006, S. 31-34

Energieflussschema (Sankey-Diagramm)

Das Energieflussdiagramm schlüsselt die in den Prozess eingebrachte Energie nach dessen Verwendungszweck bzw. Verbrauchsort auf. Auf diese Weise kann für einen Betriebspunkt des Versuches eine Energieflussanalyse erbracht werden. Unterstehende Abbildung zeigt ein Beispiel. Es handelt sich um den gegenständlichen Stirling-Motor, mit Holzgas betrieben, im Zusammenhang mit einer Holzvergasungsanlage.

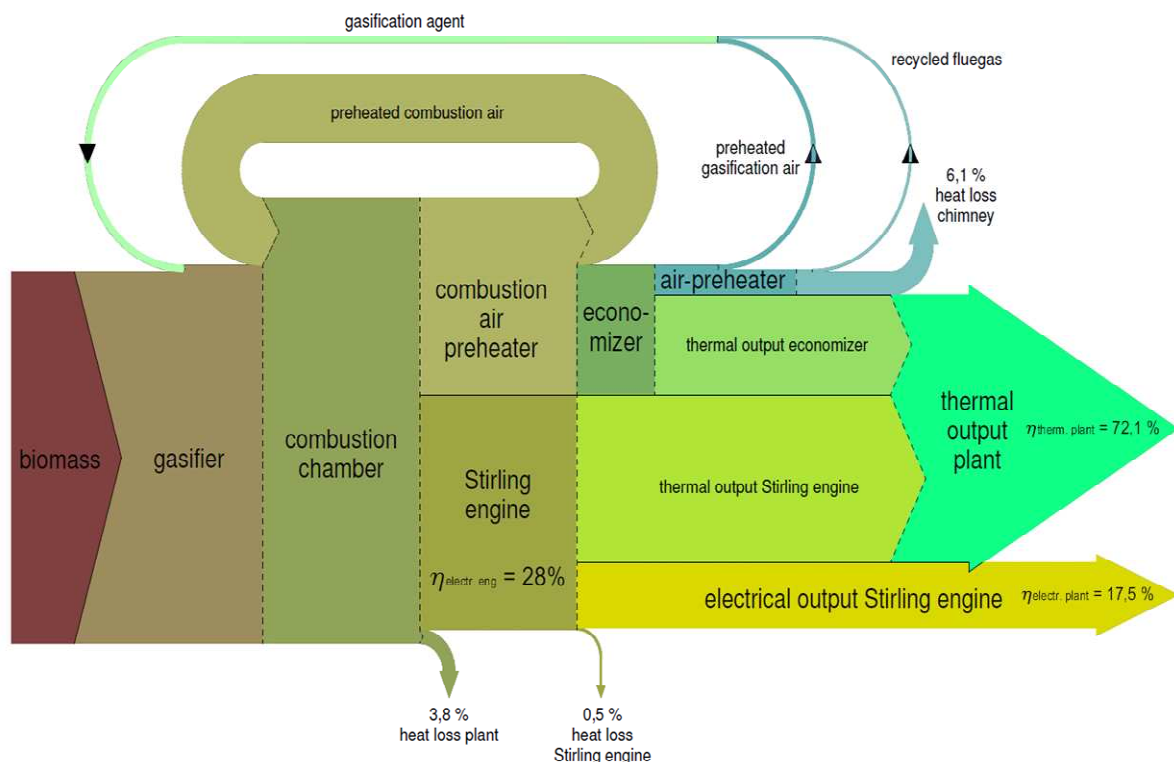


Abbildung 15: Sankey-Diagramm des Stirling-Motors⁴³

⁴³ Vgl. Marinitsch, G., 2011, S. 7

5.3.2 Vergleich der Motoren

Vergleich der Leistung anhand spezifischer Kennwerte

Für die Auswertung der vergleichenden Untersuchung ist eine direkte Gegenüberstellung der Motorenkennwerte anhand spezifischer Größen von besonderem Interesse. Der erbrachte energetische Nutzen der Blockheizkraftwerke kann auf die Größe der gesamten Kläranlage bezogen werden. Die Größe wird als Auslastung der Anlage auf die Menge der zugeführten organischen und/oder anorganischen Schmutzlasten im Abwasser als BSB₅ bzw. CSB Wert (Biochemischer bzw. Chemischer Sauerstoffbedarf) pro Einwohnerwert (EW) im Entsorgungsgebiet berechnet. Dabei wird zur Grundlage gemacht, dass jeder Einwohner eine tägliche BSB₅-Fracht von 60 g (CSB-Fracht 120 g) erzeugt. Mit einer durchschnittlichen Belastung an Schmutzwässern von circa 34.000 EW der zentralen Kläranlage des Zweckverbandes Frohnbach ergeben sich dafür folgende spezifische Kennwerte für jedes BHKW:

- Elektrische Leistung pro Einwohnerwert
- Thermische Leistung pro Einwohnerwert

Diese Größen sind beispielsweise für einen Kläranlagen-Kennzahlenvergleich von Interesse. So kann ein Vergleich der Verwertung der im Abwasser enthaltenen Energiepotentiale für jede Kläranlage im Bezug auf dessen Anschlussleistung erfolgen.

Gesamtwirkungsgradvergleich

Ein unverzichtbares Instrument zum Effektivitätsvergleich von Motoren ist die Berechnung der Wirkungsgrade. Bezugnehmend auf Abschnitt 5.3.2 werden folgende Wirkungsgrade betrachtet und in der Auswertung dieser Arbeit im Vergleich grafisch dargestellt:

- Elektrischer Wirkungsgrad
- Thermischer Wirkungsgrad
- Gesamtwirkungsgrad

Wirtschaftlichkeitsvergleich

Abschließend soll ein Vergleich anfallender Betriebs- und Wartungskosten erfolgen.

6 Meßmethoden

6.1 Gaszusammensetzung

6.1.1 Klärgas

GfG-Transmitter (Typ EC 24 und IR 24, Gesellschaft für Gerätebau mbH, Dortmund)

Das von der Firma GfG hergestellte Multimessgerät nutzt nachfolgend beschriebene Messverfahren zur Detektion brennbarer und toxischer Gase.

Elektrochemische Messzelle EC 24 (Sauerstoff, toxische Gase [H₂S])

Die im GfG-Analysator befindlichen Messzellen bestehen klassisch aus Elektrolyt, Anode und Kathode sowie gegebenenfalls einer Referenzelektrode. Die Ionen des zu detektierenden Gases lösen auf der Grenzfläche zwischen Elektrolyt und Elektrode eine chemische Reaktion aus, bei der im Endeffekt ein der Gaskonzentration proportionaler Stromfluss erfasst wird. Elektrolyt und Elektrode sind auf das zu messende Gas abgestimmt.

Infrarotmesszelle IR 24 (Kohlenstoffdioxid, Methan)

Infrarotlicht durchquert eine mit Probegas gefüllte Messkammer. Dabei wird ein bestimmter Wellenlängenanteil des Lichts vom Gas absorbiert und im Anschluss mit Spektralbereichsanalysatoren des Messgerätes ausgewertet. Der absorbierte Lichtanteil ist für jedes Gas charakteristisch. Als Referenz dient eine Messkammer ohne Probegas.

6.1.2 Abgas

Lambda-Sonde (Typ LS1, LAMTEC Leipzig GmbH & CO. KG)

Die Lambda-Sonde ist unter den gassensitiven Elektroden einzuordnen. Sie misst die zu bestimmende Gaskonzentration als Partialdruck in einem Messgas potentiometrisch. Wichtigstes Bauteil der Sonde ist dessen ionendurchlässige Membran. Diese nimmt die zu messenden Ionen auf und katalysiert durch auf die Membran aufgebrachte Metallschichten die zum Nachweis notwendigen Redoxreaktionen. Der dabei entstehende Elektronenfluss kann direkt an der Membran potentiometrisch erfasst werden (Erfassung einer Änderung des el. Widerstandes in Referenz zu einer Messkammer mit Membran und konstantem Partialdruck des zu messenden Gases [Referenzgas]). Die geläufigsten Bauformen gassensitiver Elektroden sind die Ionenleitermembran für Sauerstoff und die Potentiometrische Lambda-Sonde. Beide Typen nutzen in bzw. um die Messkammer herum polykristallines ZrO_2 in Mischung mit Y_2O_3 als sauerstoffdurchlässiges Kristallgitter. Diese Eigenschaft zeigt sich aber erst ab einer Temperatur von mindestens 350°C . Das Gitter transportiert zum Sauerstoffnachweis mittels stabiler Leerstellen O^{2-} -Ionen.⁴⁴

⁴⁴ Niebuhr, J., 1996, S. 265-269

6.2 Durchflussmessung

6.2.1 Klärgas, Verbrennungsluft

Anemometer (thermisch) [verw. für Energiebilanz Stirling-BHKW]

Tabelle 10: Herstellerdaten der verwendeten Thermoanemometer zur Durchflussmessung

	Gerätetyp	Hersteller
Klärgas	Typ D-6270 MFM digital	M+W Instruments GmbH, Leonhardsbuch
Verbrennungsluft	Typ IN-FLOW CTA	BRONKHORST HIGH- TECH B.V., Veenendaal NL

Wärmeverlustverfahren (Heißfilm-Anemometer)

Gasmoleküle der Temperatur T_G die auf eine geheizte Fläche H mit $T_H > T_G$ treffen, nehmen dort kinetische Energie auf. Der Wärmeverlust der geheizten Fläche ist proportional zur Temperaturdifferenz $\Delta T = T_H - T_G$ und der Anzahl der auftreffenden Moleküle pro Zeiteinheit. Das Verfahren ist universell für Gase einsetzbar. Man misst direkt den Massendurchfluss $\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \bar{v} \cdot A$, wobei \bar{v} die durchschnittliche Fließgeschwindigkeit und A die Querschnittsfläche der Untersuchungsebene bedeuten. Ermittelt wird der Massendurchfluss über die KINGsche Beziehung:

$$I_H^2 \cdot R_H = (A + B \cdot q_m^n) \cdot \Delta T, \quad (n = 0,4 \text{ bis } 0,5)$$

I_H ... Stromfluss zum Aufheizen der Fläche H

R_H ... elektrischer Widerstand an geheizter Fläche

ΔT ... Temperaturdifferenz Gas-Fläche

$(A \cdot \Delta T)$ beschreibt den Wärmeverlust durch freie Konvektion, Wärmestrahlung und Wärmeableitung an Halterungen der Konstruktion. $(B \cdot \Delta T)$ ist der Proportionalitätsfaktor für erzwungene Konvektion (abhängig von Wärmeleitfähigkeit, Viskosität und spezifischer Wärme des Fluides).⁴⁵

⁴⁵ Vgl. Niebuhr, 1996, S. 440-441

Balgengaszähler (Typ DM 65Z50, KromSchröder AG, Osnabrück)

[verw. für Energiebilanz Otto-BHKW]

Balgengaszähler werden überwiegend in Haushalten oder auch im industriellen Niederdruckbereich verwendet. Durch Membranen voneinander getrennte Messkammern werden periodisch gefüllt und entleert. Ein Gelenkgetriebe überträgt die Membranbewegung auf eine Kurbelwelle. Die Kurbelwelle treibt zwei Schieber an, die den Gasstrom steuern. Somit wird der Gasstrom wechselseitig durch einen Balg (Kippwaage) geleitet. Die Drehbewegung des Getriebes wird über eine magnetische Kupplung auf ein Zählwerk übertragen.

6.2.2 Heizkreisläufe

Ultraschall-Laufzeitdifferenz-Korrelationsverfahren (Typ FLUXUS ADM 6725, Flexim GmbH, Berlin)

Die Volumenstrommessung des in den Heizkreisläufen zirkulierenden Wassers wurde mit Hilfe des Ultraschall-Laufzeitverfahrens vorgenommen. Dabei sendet ein auf der Rohrleitung installierter Sensor ein Ultraschallsignal zur gegenüberliegenden Leitungswand aus, dort wird dieses reflektiert und letztendlich von einem zweiten Sensor empfangen. Die Sensoren geben ihre Signale im Wechsel aus, sodass in Strömungsrichtung und entgegen gesendet wird.

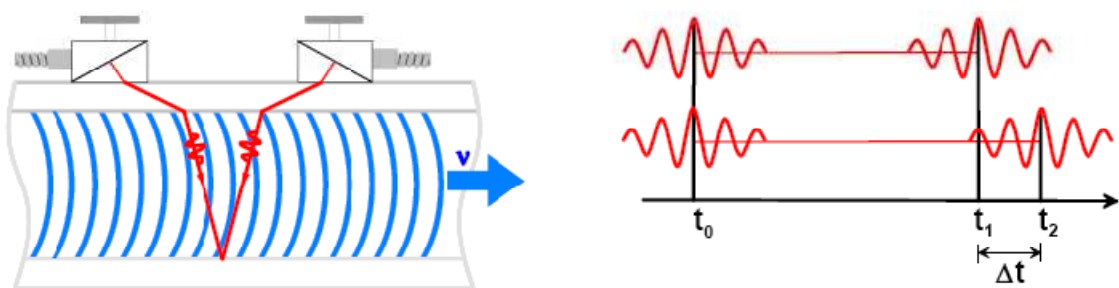


Abbildung 16: Links-Schallpfad bei der Messung, Rechts-schematisch dargestellter Laufzeitunterschied⁴⁶

Da das Signal in Strömungsrichtung das fließende Medium schneller durchläuft als jenes, dass entgegen der Strömungsrichtung ausgesandt wurde, entsteht ein messbarer Laufzeitunterschied der Signale. Mit dessen Hilfe kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit auf dem Weg des Schallsignals durch das fließende Medium bestimmt werden. Durch Eingabe von Informationen zu Rohrprofil und Durchmesser im Vorfeld der Messung, kann das Gerät nun den Volumenstrom berechnen.

⁴⁶ Vgl. H. Hermann Ehlers GmbH, 2005, S. 5

6.3 Temperaturmessung

6.3.1 Klärgas

Strahlungsthermometer/Infrarotthermometer (Typ IR-380, Voltcraft®, Hirschau)

Mit Pyrometern lassen sich berührungslos sehr hohe Temperaturen von Körpern in Ruhe oder Bewegung ermitteln. Gemessen wird die von jedem Körper charakteristisch ausgestrahlte elektromagnetische Temperaturstrahlung und in ein elektrisches Signal umgewandelt. Jeder Körper absorbiert, reflektiert und lässt einen Teil der auf ihn auftreffenden elektromagnetischen Strahlung hindurch. Der jeweilige Anteil an der Gesamtstrahlung ist für die einzelnen Stoffe charakteristisch. Er ist von Temperatur und Wellenlänge der Strahlung abhängig. Eine exakte Beschreibung lieferten STEFAN und BOLTZMANN:

$$\dot{Q} = \sigma \cdot A \cdot T^4$$

\dot{Q} ... abgestrahlte Wärme des Körpers

σ ... STEFAN-BOLTZMANNsche Konstante [$\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$]

A... Proportionalitätsfaktor, von Emissionsvermögen des Strahlers, Absorptionskoeffizienten des absorbierenden Körpers, Größe und Gestalt der Oberfläche des Strahlers und des absorbierenden Körpers abhängig, sowie ihrer Lage zueinander

6.3.2 Verbrennungsluft

Thermometer (Typ GT-WS-03s, Globaltronics GmbH & CO. KG, Hamburg)

Die Temperaturmessung der Umgebungsluft wurde mit einem Sensor auf Halbleiterbasis durchgeführt. Das Funktionsprinzip beruht dabei auf der Messung der temperaturabhängigen Durchlassspannung am pn-Übergang (z.B. an Dioden oder bipolaren Transistoren). Das Verfahren kann in Bereichen von -60°C bis 150°C ohne nennenswerte Abweichungen eingesetzt werden. Des Weiteren sind auch integrierte Schaltungen (IC) mit zwei Transistoren oder ein als Z-Diode geschaltetes pnp/npn-Transistorpaar zur Temperaturmessung geeignet.⁴⁷

⁴⁷ Vgl. Bonfig, K. W.; 1995, S. 9

6.3.3 Abgas

Widerstandsthermometer (Typ Pt 100, Minco GmbH, Saarbrücken)

Die Messung der Temperatur erfolgt über die Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstandes eines Leiters. Meist werden reine Metalle dafür genutzt, da diese konstantere Temperaturkoeffizienten des elektrischen Widerstandes besitzen als Legierungen. Ebenso werden Metalloxide oder Halbleiter als Temperatursensoren verwendet (Thermistoren, unterteilt in Heiß [NTC]- und Kaltleiter [PTC]).

Diese Art von Sensoren messen nach dem Prinzip des Spannungsabfalls. Bei Zufuhr eines konstanten Messstromes wird abhängig von der Temperaturänderung und der damit verbundenen Änderung des elektrischen Widerstandes eine Spannungsabweichung registriert. Diese ist proportional zur gemessenen Temperatur.

Der Messbereich üblicher Pt100-Sensoren liegt zwischen -200°C bis 850°C . Die Bezeichnung des Sensors basiert auf dessen Nennwiderstand bei 0°C .

6.3.4 Heizkreislaufwasser

Widerstandsthermometer (Typ Pt 100, Flexim GmbH, Berlin)

Das Messprinzip ist das gleiche, wie im oberen Abschnitt beschrieben.

6.4 Elektrische Leistung

Wattmeter (Typ SENTRON PAC 3200, Siemens)

Bei diesem Multifunktionsmessgerät handelt es sich um ein Digital-Multimeter. Es dient der gleichzeitigen Messung von Strömen, Spannungen und Ohmschen Widerständen mit einer sehr hohen Abtastrate. Gemessene Werte werden mit einem Analog-Digital-Wandler digitalisiert und in einem Mikroprozessor umgerechnet. Wesentliche Bestandteile sind Messwiderstände, eine eigene Stromquelle zur Widerstandsmessung, ein Effektivbaustein, ein Analog-Digital-Wandler und eine Anzeige. Zur Bildung des echten Effektivwertes bei der Messung von Wechselströmen oder -spannungen werden Effektivbausteine eingesetzt. Diese bestehen im Wesentlichen aus einem Operationsverstärker, einem Multipliziermodul (Quadrierer und Radifizierer) und einem Tiefpass 1. Ordnung (Mittelwertbildner). Mit diesen Schaltungen können bei der Leistungsmessung Fehlerwerte von nur $\pm 0,5 \%$ vom Messwert erreicht werden.⁴⁸

⁴⁸ Vgl. Lerch, R., 2010, S. 365-367

7 Ergebnisse und Diskussion

Für die Auswertung der Ergebnisse wurden von den drei gewonnenen Messwertprotokollen zu jedem Motor für die Bilanzbetrachtung des Stirling-BHKW lediglich die Messwerte der einen Protokollreihe vom 25.01. bis 27.01.2011 herangezogen. Diese stehen zeitlich im Zusammenhang mit den anderen Protokollen. Die Protokolle des Otto-BHKW sind hinsichtlich der Messungen recht konsistent. Aus diesem Grund wurden zwar alle Protokolle zur Diskussion der Ergebnisse herangezogen, aber nur eins für die Energiebilanz verwendet.

7.1 Stirling-BHKW

7.1.1 Thermische Nutzleistung

Die Untersuchungen der Thermischen Nutzleistung des BHKW beinhalteten die messtechnische Erfassung der Wärmeströme des Heizkreislaufes (Stirling-Kühlung) und der Mantelkühlung. Der Volumenstrom des Wärmeleitmediums im Heizkreislauf betrug sechs Kubikmeter pro Stunde. Die Temperaturen im Rück- und Vorlauf des Stirling-Motors lagen bei 49° C bzw. 65° C. Die sich daraus ergebende thermische Leistung des BHKW belief sich auf 75 bis 84 kW.

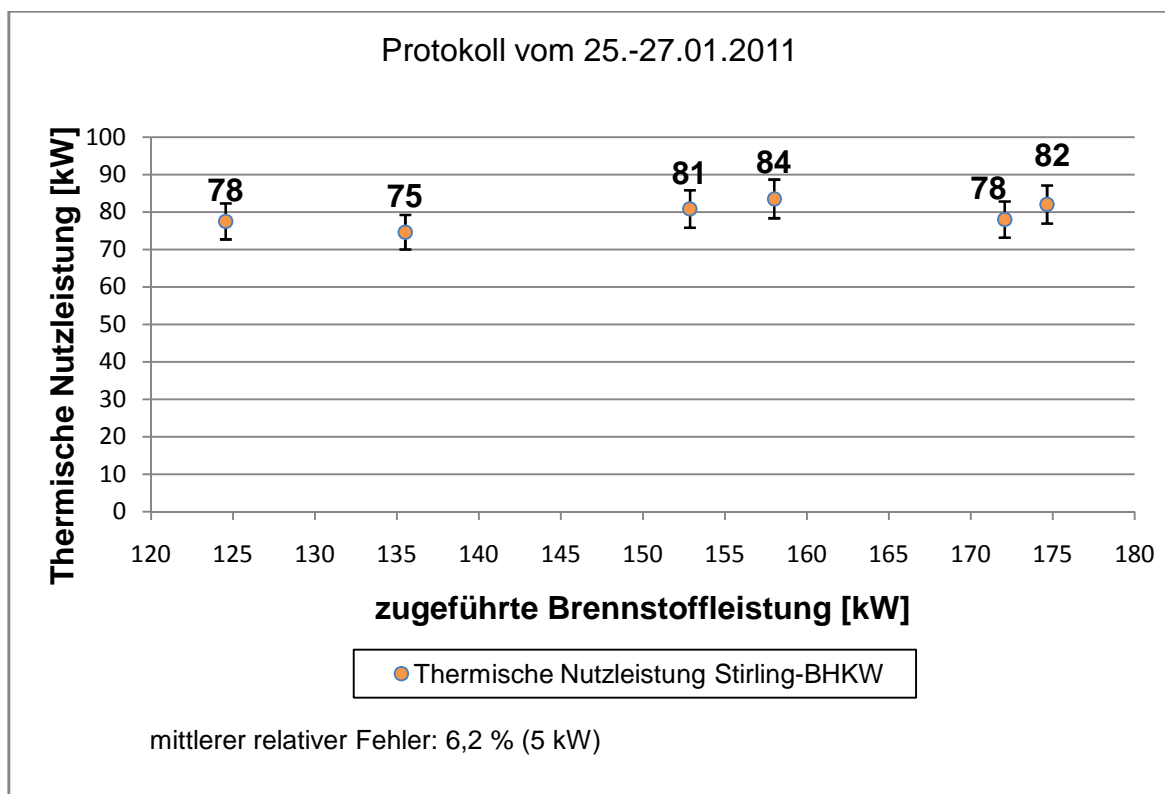


Abbildung 17: Verlauf der thermischen Nutzleistung des Stirling-Motors in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung

Die Klärgaszufuhr wurde von 18 m³ (~125 kW) bis 26,6 m³ (~175 kW) variiert. Im Durchschnitt liegt die vom Motor an den Heizkreislauf abgegebene Leistung bei rund 80 kW. Die Messwerte sind relativ konstant, da das Klärgas stets bei stationären Verhältnissen in der Kammer verbrannt wird. Laut Hersteller verfügt der Kühl-Wärmetauscher über 105 kW Nutzwärmeleistung. Allerdings wurde dieser Wert während des Betriebes mit Holzgas bestimmt. Der Heizwert von Klärgas liegt deutlich unter dem Energiegehalt von Prozessgas, das aus Holz gewonnen wird. Somit ist die um circa ein Fünftel geringere thermische Nutzleistung von 80 kW durchaus plausibel.

Die Erfassung der Leistung der Mantelkühlung der Brennkammer erbrachte zu Beginn der Kennwertermittlung unbefriedigende Ergebnisse. Das Messgerät gab entweder zu hohe thermische Leistungen von 7 bis 9 kW oder sogar negative Werte aus. Ursache des Messfehlers war ein zu hoher Volumenstrom an Kühlmedium von 3 bis 4,5 Kubikmeter pro Stunde im Mantel der Brennkammer. Das Kühlmedium konnte bei dieser kurzen Verweilzeit die Strahlungs- und Durchgangswärme aus dem Inneren des Brenners nicht effektiv aufnehmen. Daraufhin wurde der Wasservolumenstrom auf 0,5 Kubikmeter pro Stunde gedrosselt, so dass die für die Auswertung herangezogenen Werte der thermischen Nutzleistung der Mantelkühlung im letzten Messwertprotokoll vom 04.02.2011 verzeichnet sind. Die gemessenen Temperaturen im Rück- und Vorlauf der Mantelkühlung lagen bei 49°C bzw. 59°C. Damit liegt die Nutzleistung im Bereich zwischen 4,1 bis 4,5 kW. Für die Energiebilanz des Stirling-BHKWs wird die thermische Leistung der Mantelkühlung mit einem Durchschnittswert von 4,3 kW angenommen.

Eine nicht in die Messungen einbezogene Fehlerquelle stellt der Wärmepufferspeicher des Blockheizkraftwerkes dar. Dieser gibt Energie an das Heizkreislaufsystem ab, falls dessen Kapazität ausgeschöpft ist. Der Speicher bewirkt also eine Anhebung oder Absenkung der Rücklauftemperatur. Der Einfluß auf die damit zusammenhängende abgebbare Wärmeleistung (Triebkraftveränderung) von Stirling-Motor und Brennkammeranteil bleibt jedoch vernachlässigbar gering.

7.1.2 Thermische Abgasverluste

Die Ermittlung der thermischen Abgasverluste erfolgte aus Berechnungen und wurde nicht direkt gemessen. Die detaillierte Aufschlüsselung der einzelnen Berechnungsschritte kann im Anhang nachvollzogen werden.

Bei der Ergebnisbetrachtung sollte zwischen dem Anteil der Abgaswärme, der technisch rückgewinnbar ist, und dem Anteil der ungenutzt bleibt, unterschieden werden. Die Summe aus beidem ist die im Abgas enthaltene nutzbare Wärme.

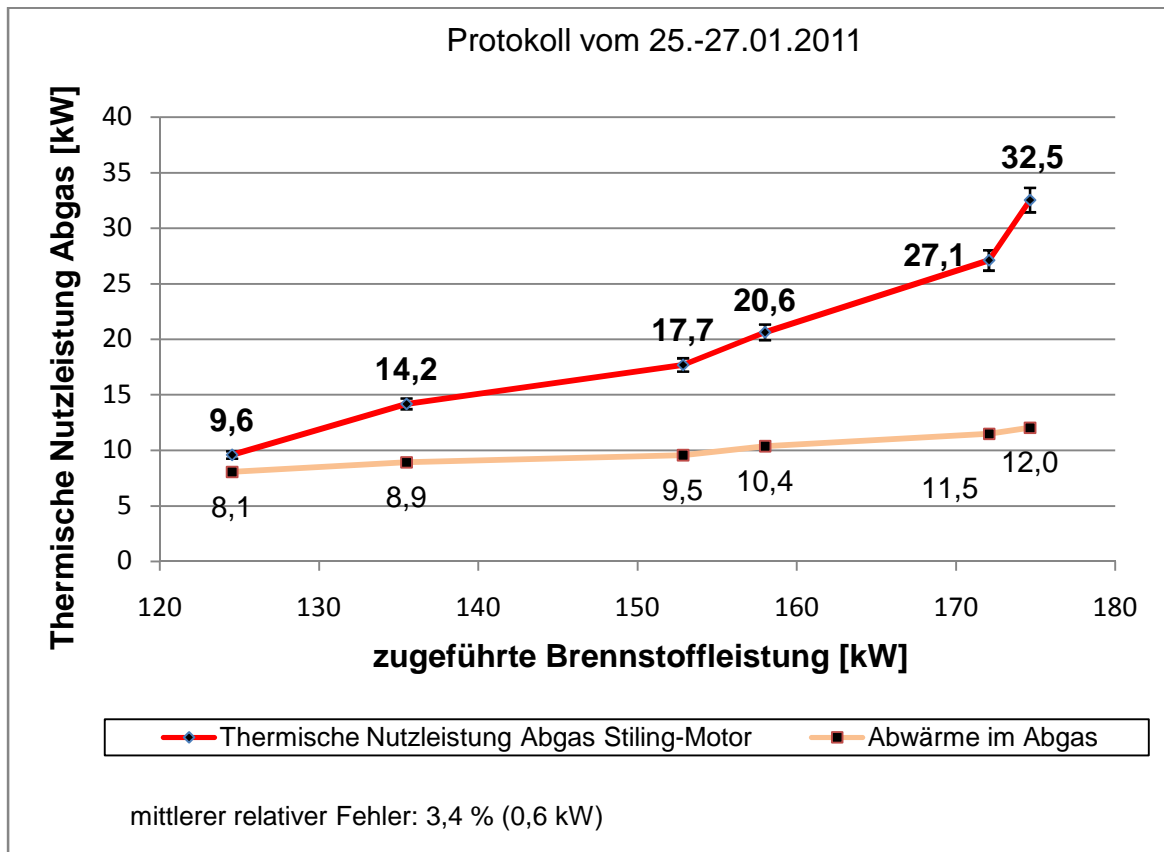


Abbildung 18: Verlauf der technisch nutzbaren Abgaswärme sowie ungenutzter Abgasabwärme des Stirling-Motors in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung

Zu erkennen ist in obenstehender Abbildung 18 ein deutlicher Anstieg der möglichen thermischen Nutzleistung des Abgases sowie eine schwache Steigerung der ungenutzten Abwärme des Rauchgases bei zunehmender Brennstoffleistung. Das Diagramm belegt eindeutig, dass ein weiterer thermischer Nutzen aus der Abgaswärme gezogen werden könnte, wenn in Zukunft ein geeigneter Wärmetauscher in der Abgasstrecke des BHKW installiert wird. Anders ausgedrückt könnten 7,7 % bis 18,6 % der Brennstoffzufuhr an Wärme rückgewonnen werden. Dabei muss berücksichtigt werden, dass nur der Wärmeanteil des Abgases technisch nutzbar ist, der sich von der Minimaltemperatur bei 120°C (Vermeidung von Kondensation des Wasserdampfanteiles) bis zur Abgastemperatur am Schornstein erstreckt.

7.1.3 Elektrische Nutzleistung

Der Stirling-Motor ist für eine elektrische Leistung von maximal 35 kW ausgelegt. Dreißig Minuten nach Inbetriebnahme des Brenners wurde der Motor über den Asynchrongenerator im Umkehrbetrieb gestartet. Ab diesem Zeitpunkt steigerte sich die abgegebene elektrische Nutzleistung stündlich um rund einen Kilowatt.

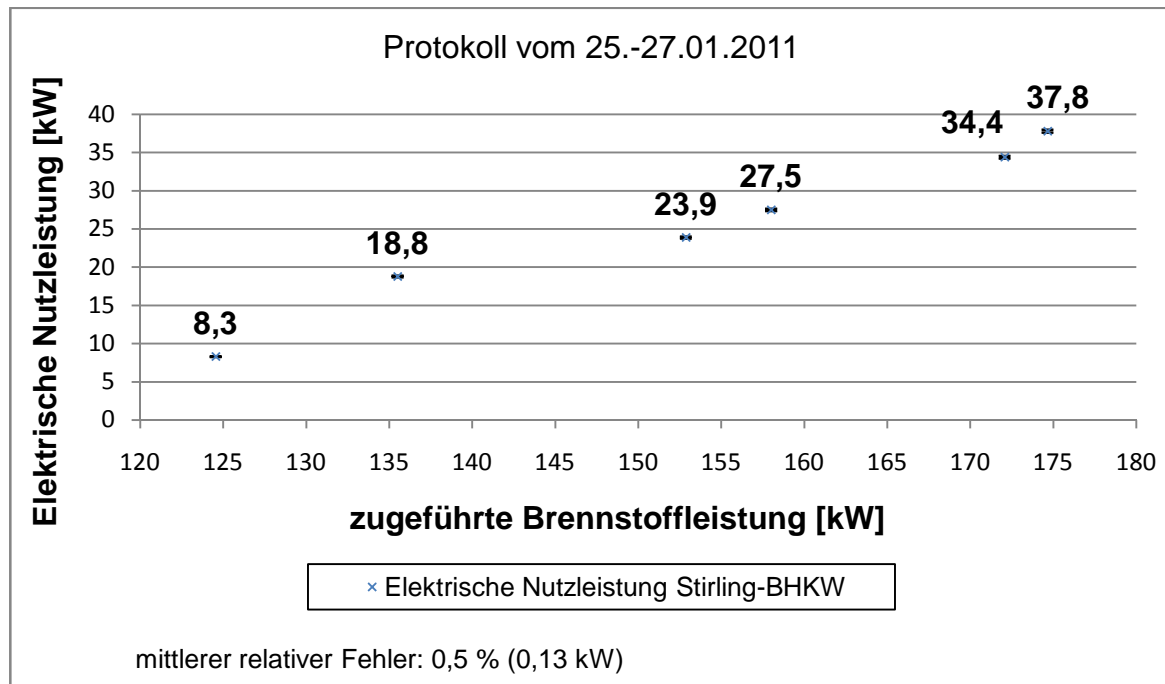


Abbildung 19: Verlauf der elektrischen Nutzleistung des Stirling-BHKW in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung

Am Diagramm in obenstehender Abbildung 19 ist die Trägheit des Systems aus Brennkammer und Motor erkennbar. Zwischen jedem Messpunkt der Energiebilanz lagen vier bis fünf Stunden. Damit stellte sich im Brennraum ein stabiles und gleichmäßiges Temperaturniveau ein. Steigerte man die Brennstoffzufuhr in kürzeren Zeiträumen, erhielte man nur einen geringen Zusatznutzen bei höherem Klärgasverbrauch. Ursache ist die enorme Wärmekapazität der Brennkammer. Zudem würde man das Material in der Brennkammer enorm belasten.

Im folgenden Diagramm (Abbildung 20) kann die Steigerung der elektrischen Leistung im Zeitverlauf betrachtet werden. Hierfür wurden Messwerte genutzt die in unregelmäßigen Zeitabständen gewonnen wurden. Damit ergibt sich eine charakteristische Anfahrkurve. Sie lässt sich mit der vorgenommenen Regression sehr gut beschreiben.

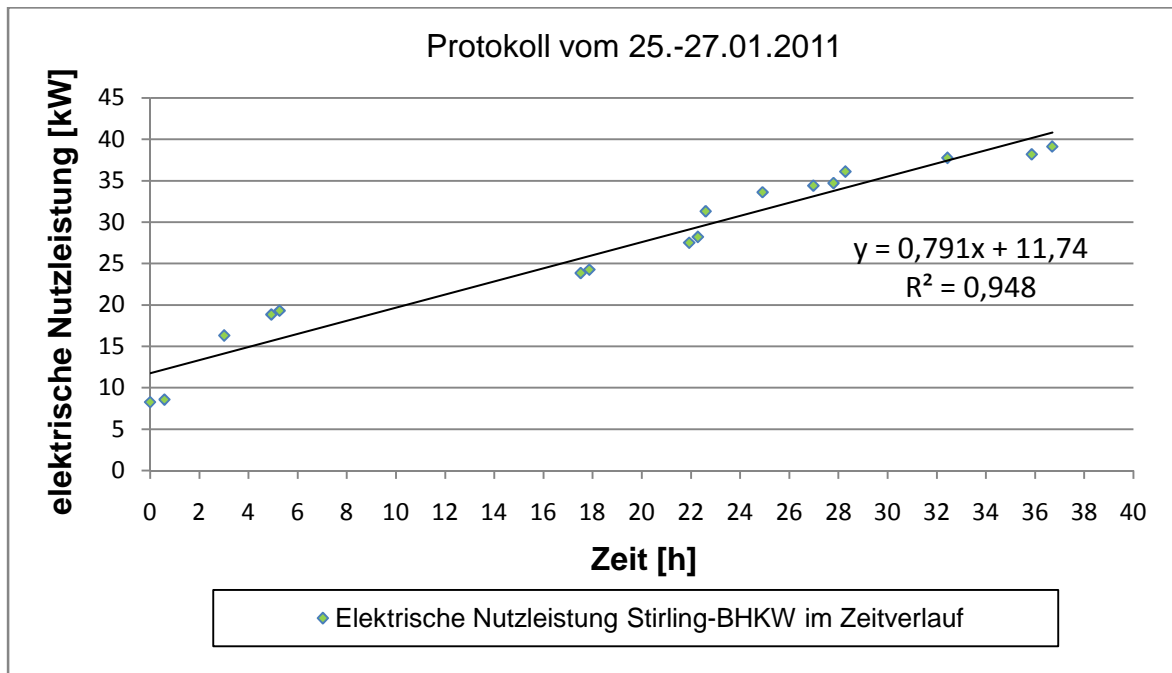


Abbildung 20: Die elektrische Nutzleistung des Stirling-Motor-BHKW im Zeitverlauf

7.1.4 Elektrischer Wirkungsgrad

Die Leistungsermittlung des Stirling-BHKW während des Betriebes mit Klärgas ergab elektrische Wirkungsgrade über 20 %. Dieser Wert übersteigt die Herstellerangabe von 17,5 % deutlich. Ursache dafür könnte sein, dass diese Angabe bewusst niedriger als technisch möglich gemacht worden war, etwa um Gewährleistungsansprüche zu vermeiden. Gleichwohl ist denkbar, dass neben dem sowieso stets schwankenden Methangehalt im Klärgas weitere, dem Prozess bei deren Verbrennung Energie liefernde, auf Kohlenstoff bzw. Wasserstoff basierende Verbindungen vorhanden waren. Überdies ist nicht auszuschließen, dass die Leistungswerte beim Hersteller mit geringerem Arbeitsdruck (Helium) ermittelt worden waren. Wahrscheinlich ist der hier mit Klärgas erzielte höhere maximale Wirkungsgrad auf die deutlich bessere Brennertechnik zurückzuführen. Für die Ergebnisse spricht auch das hohe Temperaturniveau bis 850° C, das im Brennraum bei der Verwertung des Klärgases entsteht. Methan ist gut geeignet, um damit hohe Verbrennungstemperaturen zu erreichen. Die elektrischen Wirkungsgrade sind als außergewöhnlich zu bewerten.

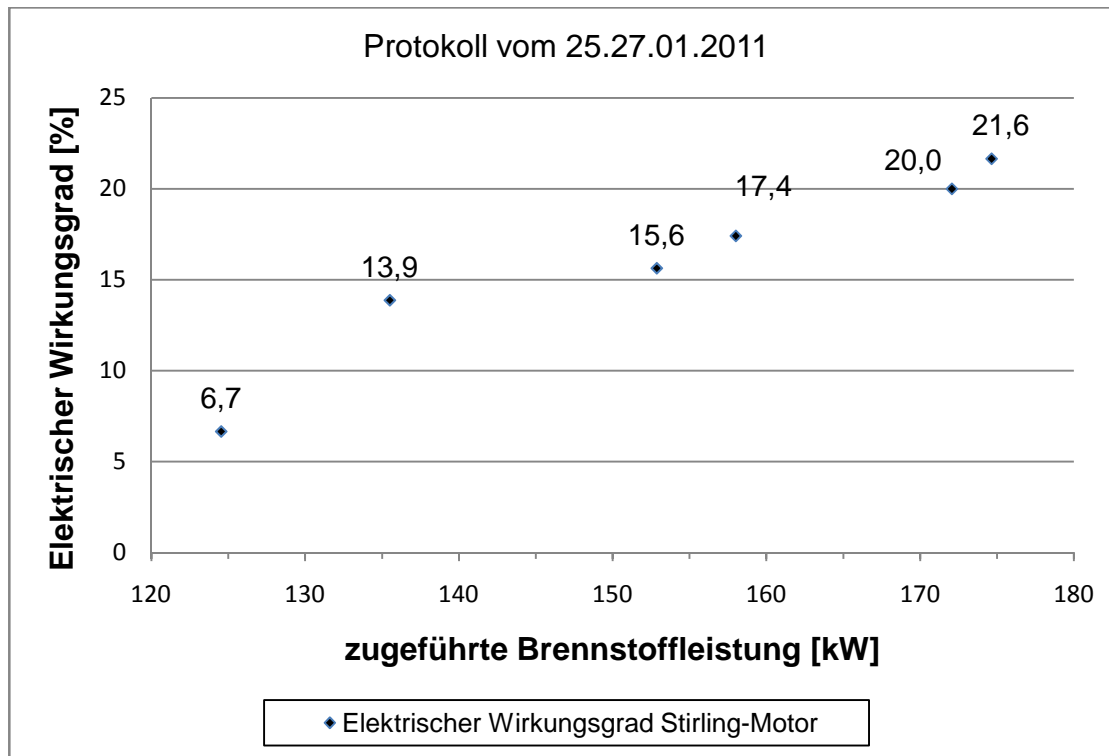


Abbildung 21: Ermittelte elektrische Wirkungsgrade des Stirling-BHKW in Abhängigkeit der zugeführten Brennstoffleistung

7.1.5 Betriebsverhalten

Um eine zuverlässige Aussage über das Betriebsverhalten des BHKW treffen zu können, müssen die Leistungsuntersuchungen über einen viel längeren Zeitraum geführt werden als es im Rahmen dieser Diplomarbeit geschehen ist. Zusammenfassend kann man für den Probetrieb folgende Aussagen treffen:

- Die Aufwärmphase des Brennraumes dauert über 48 Stunden um eine optimale Betriebstemperatur in der Brennkammer von ca. 850 °C und darüber hinaus zu erreichen.
- Der Stirling-Motor schaltet sich nach etwa 30 Minuten nach Start des Brenners dem Prozess zu (je nach Restwärme der Brennkammer).
- Nach einem Kaltstart sollte der Brenner mit einem geringen Klärgasvolumenstrom von 16 bis 18 m³ pro Stunde betrieben werden, um Materialspannungen in der Brennkammer zu vermeiden.
- Die Brennstoffzufuhr ist nach der Aufheizphase beliebig modulierbar, wobei zu beachten ist, dass die Sauerstoffnachregulierung der Lambda-Sonde einige Zeit in Anspruch nehmen kann.
- Daraus schließend sollte über eine räumliche Verkleinerung der Brennkammer nachgedacht werden, um die Aufwärmphase des BHKW zu verkürzen, sicher höhere Brennraumtemperaturen von mehr als 850°C zu erreichen und um den Energietransport zum Wärmetauscher des Stirling-Motors zu effektivieren.

- Die Berechnung des Verhältnisses der verbrennungsrelevanten Massenströme im Eingangsgas ergab eine Unterversorgung der Brennkammer mit Sauerstoff ($V_m \text{ CH}_4 : V_m \text{ O}_2$ von **1 : 2,6** anstatt **1 : 4**!). Vorsorglich ist die Kammer mit einem höheren Luftvolumenstrom anzufahren und mit einem Sauerstoffüberschusswert von 5 % zu betreiben.
- Der Betriebsdruck des Motors lag während des Versuches bei 30 bar und fiel innerhalb des Untersuchungszeitraumes von fast zwei Tagen leicht ab. Ursache war eine fehlerhafte Schweißverbindung an einem der Wärmetauscher des Motors. Das Produktblatt des Herstellers weist einen möglichen Höchstdruck von 45 bar aus.
- Durch Steigerung des Betriebsdruckes des Heliums wäre eine Leistungserhöhung des Motors denkbar, wenn unter den gegebenen Betriebsbedingungen auch bei erhöhtem Füllungsgrad das stark zur Diffusion neigende Heliumgas sicher im System gehalten werden kann.

7.2 Otto-BHKW

7.2.1 Thermische Nutzleistung

Das Otto-BHKW ist der zurzeit im Verfahrenskreislauf fest eingebundene Kraft-Wärme-Erzeuger. Es wird ausschließlich bei maximaler Leistung aus Gründen des geringsten spezifischen Verschleißes betrieben. Laut Herstellerangabe beträgt die erzielbare thermische Nutzleistung 103 kW. Folgende Abbildung 22 zeigt deren nahezu linearen Anstieg bei Steigerung der Brennstoffzufuhr. Es sind alle drei aufgenommenen Messreihen vertreten.

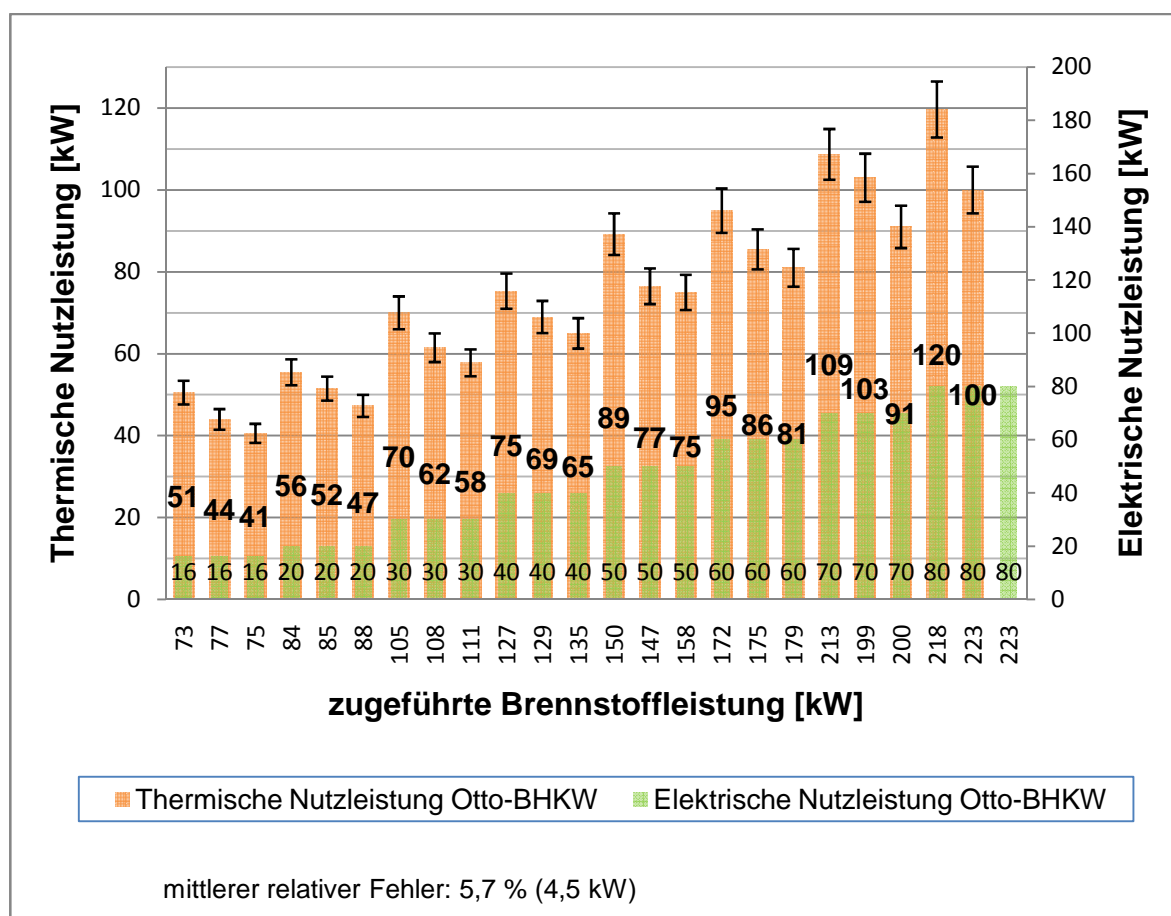


Abbildung 22: Verlauf der thermischen Nutzleistung des Otto-BHKW in Abhängigkeit der erbrachten elektrischen Leistung (Last)

Es fällt auf, dass die jeweiligen thermischen Nutzleistungen von Messreihe zu Messreihe abnehmen. Es wird vermutet, dass im Laufe der Versuchsreihen der Methananteil im Klärgas abnahm. Durch die ständige Vollastbeschickung des Faulturms während der BHKW-Probelaufe standen die Mikroorganismen der anaeroben Klärschlammverwertung im Reaktor unter ungewöhnlichem „Stress“. Die hydraulische Verweilzeit des eingedickten Klärschlammes im Anaerobreaktor verkürzte sich. Daraufhin wurde das Klärgas tendenziell quantitativ anstatt qualitativ erzeugt.

Allerdings unterlagen die im Heizkreislauf gemessenen thermischen Leistungen während der Kennwertermittlung spürbaren Schwankungen. Verursacht wurde dies durch den Mischkreislauf des Otto-BHKW, welcher gerade bei höheren Laststufen des Motors einen zusätzlichen Kühlkreislauf mit Wärmetauscher zuschaltet. Somit mussten die gemessenen thermischen Leistungen nochmals gemittelt werden.

Deshalb fehlt schließlich der Messwert der Reihe vom 07.02.2011 bei 80 kW elektrischer Leistung des Motors (223 kW Brennstoffleistung). Er konnte nicht verwendet werden, da der Notkühlkreislauf des BHKW zugeschaltet war, um einer Überhitzung vorzubeugen. Zusammenfassend gesagt, wird der vom Hersteller angegebene Wert von 103 kW thermischer Leistung bei Volllast des Motors sicher erreicht. Andere Fahrweisen des Aggregates (Teillast) bei weniger Last sind aufgrund des nahezu gleichbleibenden Verschleißes nicht zu empfehlen.

7.2.2 Leistungsverluste

Die Abgasstrecke des Otto-BHKW verfügt über einen Wärmetauscher, um vorhandene Restwärme bis zu einem gewissen Grad technisch rückgewinnen zu können. Der energetisch nicht nutzbare Anteil im Abgas, Wärmestrahlung des Motorblocks, sowie Reibung werden summarisch als Leistungsverluste des Otto-BHKW zusammengefasst. Sie sind in folgender Grafik (Abbildung 23) über den untersuchten Leistungsbereich dargestellt.

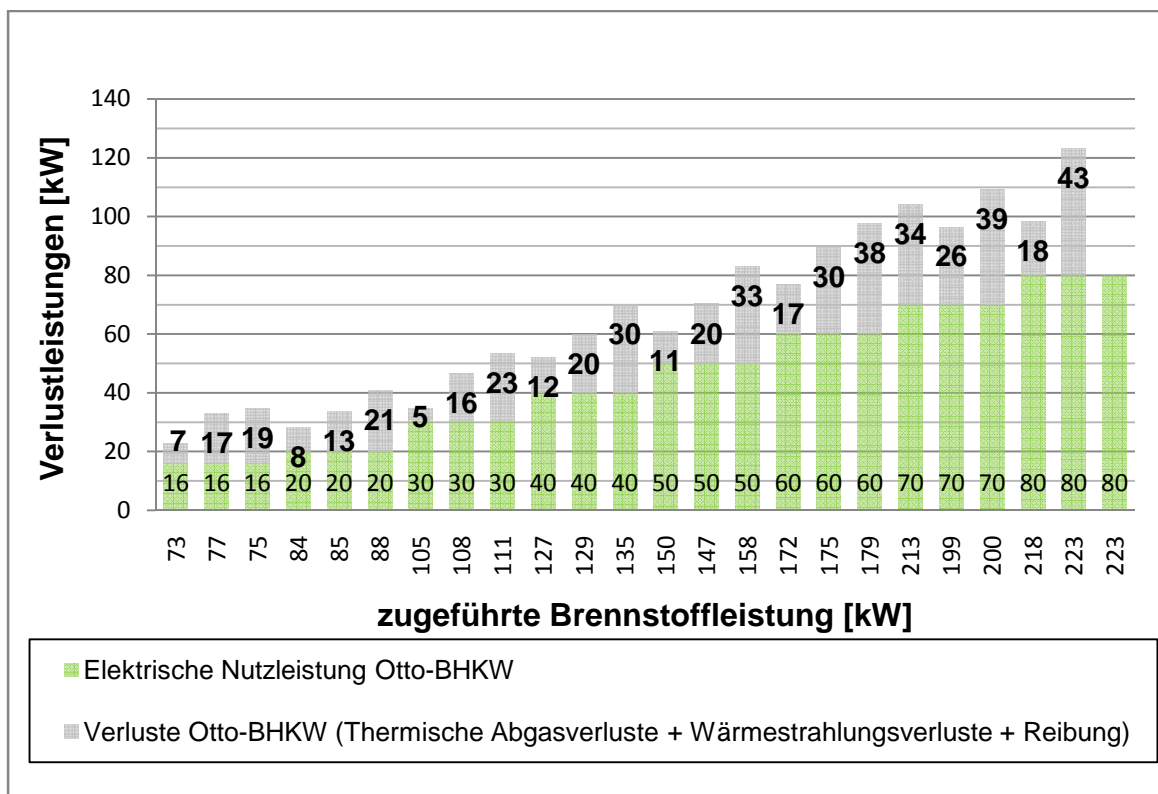


Abbildung 23: Verlauf der Leistungsverluste des Otto-BHKW bei steigender Brennstoffzufuhr

Erwartungsgemäß steigt die Summe der Verluste mit Zunahme der Brennstoffleistung an. Diese Tendenz ist bei jeder Messreihe zu erkennen. Auffällig ist jedoch der Unterschied der ermittelten Verluste bei gleicher Laststufe. Grund für die Schwankungen kann nur der jeweils zugrundegelegte thermische Nutzleistungswert sein, da dieser zusammen mit der elektrischen Leistung die Bilanzlücke der Verluste ergibt. Dieses Diagramm zeigt im direkten Vergleich der Verlustleistungen damit automatisch den großen Einfluss des Heizwasser-Mischkreislaufes auf die Messung der thermischen Nutzleistung des Otto-BHKW auf.

Errechnet man nun die prozentualen Verluste an der Brennstoffzufuhr für jede Leistungsstufe und mittelt alle acht Werte, ergibt sich ein durchschnittlicher prozentualer Brennstoffleistungsverlust von 15,9 %. Dieser Wert ist für Otto-BHKW durchaus realistisch und liegt als Gesamtwert im akzeptablen Bereich, da neben Abgaswärmeverlusten noch Strahlungswärme, Reibung und Verluste bei der Stromerzeugung im Generator beinhaltet sind.

7.2.3 Elektrische Nutzleistung

Die Leistungsuntersuchung des Otto-Motor-BHKW orientierte sich an der konstant abgegebenen elektrischen Nutzleistung des Generators. Diese konnte steuerungstechnisch als Sollwert vorgegeben werden, sodass daraus eine lastabhängige Messwertreihe gebildet wurde. Die Konstanz der vom Generator bereitzustellenden elektrischen Leistung wird über die Anpassung des vom Motor an den Generator übertragenen Drehmoments realisiert. Entsprechend des Energiegehaltes des Brennstoffs Klärgas wird eine größere bzw. kleinere Gasmenge dem Motor zugeführt, um das Drehmoment konstant zu halten. Äquivalent dazu erfasst die Lambda-Sonde den für die Verbrennung benötigten Sauerstoffbedarf des Motors. Damit erfolgt die entsprechende Gemischbildung.

Die Drehzahl des Motors konnte nicht verändert werden, da es sich beim getriebelos angeflanschten Generator um einen an den Otto-Motor gebundenen Asynchrongenerator handelt. Die Frequenz des erzeugten Wechselstroms beträgt 50 Hertz.

7.2.4 Elektrischer Wirkungsgrad

Der vom Otto-Motor-BHKW erzielte elektrische Wirkungsgrad nahm mit Steigerung der eingesetzten Brennstoffleistung etwa linear zu (Abbildung 24). Wie im Abschnitt 7.2.1 bereits erwähnt, lohnt der Einsatz des BHKW nur bei Maximallast. Die dabei beobachteten Höchstwerte der elektrischen Wirkungsgrade lagen im Idealbereich des BHKW zwischen 36 und 37%.

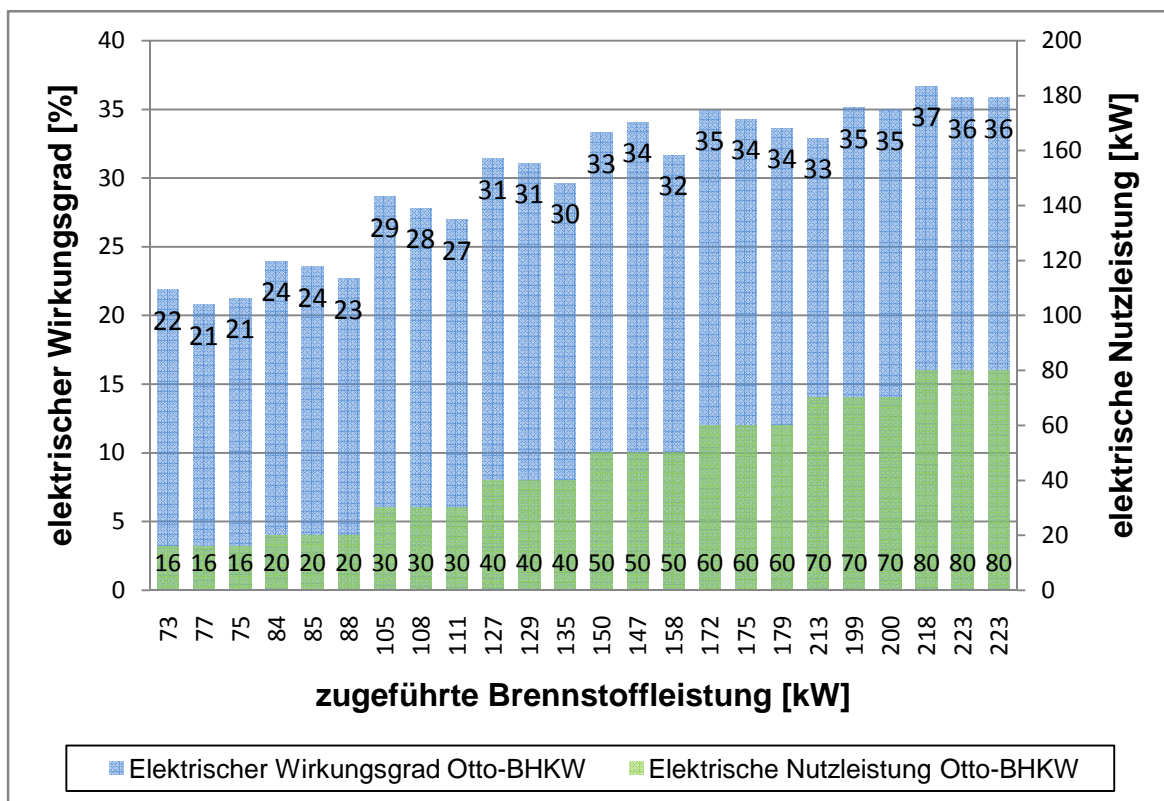


Abbildung 24: Elektrischer Wirkungsgrad des Otto-BHKW bei Steigerung der Brennstoffzufuhr

7.2.5 Betriebsverhalten

Das „Spitzenlastkraftwerk“ der Kläranlage bietet eine für deren Bedarf passende Versorgung mit elektrischer Energie und Wärme, wenngleich der Wärmebedarf an kalten Wintertagen damit nicht gedeckt wird. Es reagiert sehr zügig auf Laständerungen und benötigt keine ausgedehnten Aufwärmphasen bei niedrigen Drehzahlen. Einziges Manko ist jedoch dessen Empfindlichkeit gegenüber aggressiven Inhaltsstoffen im Brennstoff Klärgas, wie beispielsweise Schwefelwasserstoff oder Siloxan. Dadurch verkürzen sich Wartungsintervalle und die allgemeine Lebensdauer des Motors enorm. Der Dauerbetrieb des Motors kann als stabil bezeichnet werden.

7.3 Energiebilanz

7.3.1 Stirling-BHKW

Übersicht der leistungsbezogenen Kennwerte des Stirling-Motor-BHKW

Tabelle 11: leistungsbezogene Kennwerte des Stirling-Motor-BHKW⁴⁹

Klärgasvolumenstrom [m ³ _N /h]	18,8	20,7	23,1	24,5	27,0	27,2
Brennstoffleistung [kW]	124,6	135,5	152,9	158,0	172,1	174,7
Therm. Nutzleistung Stirling [kW]	77,5	74,6	80,8	83,5	78,0	82,0
Therm. Nutzleistung Mantel [kW]	4,3	4,3	4,3	4,3	4,3	4,3
Therm. Nutzleistung Abgas [kW]	9,6	14,2	17,7	20,6	27,1	32,5
Elektrische Nutzleistung [kW]	8,3	18,8	23,9	27,5	34,4	37,8
Abwärme Abgas [kW]	8,1	8,9	9,5	10,4	11,5	12,0
Sonstige Verluste [kW]	16,8	14,7	16,6	11,7	16,8	6,0

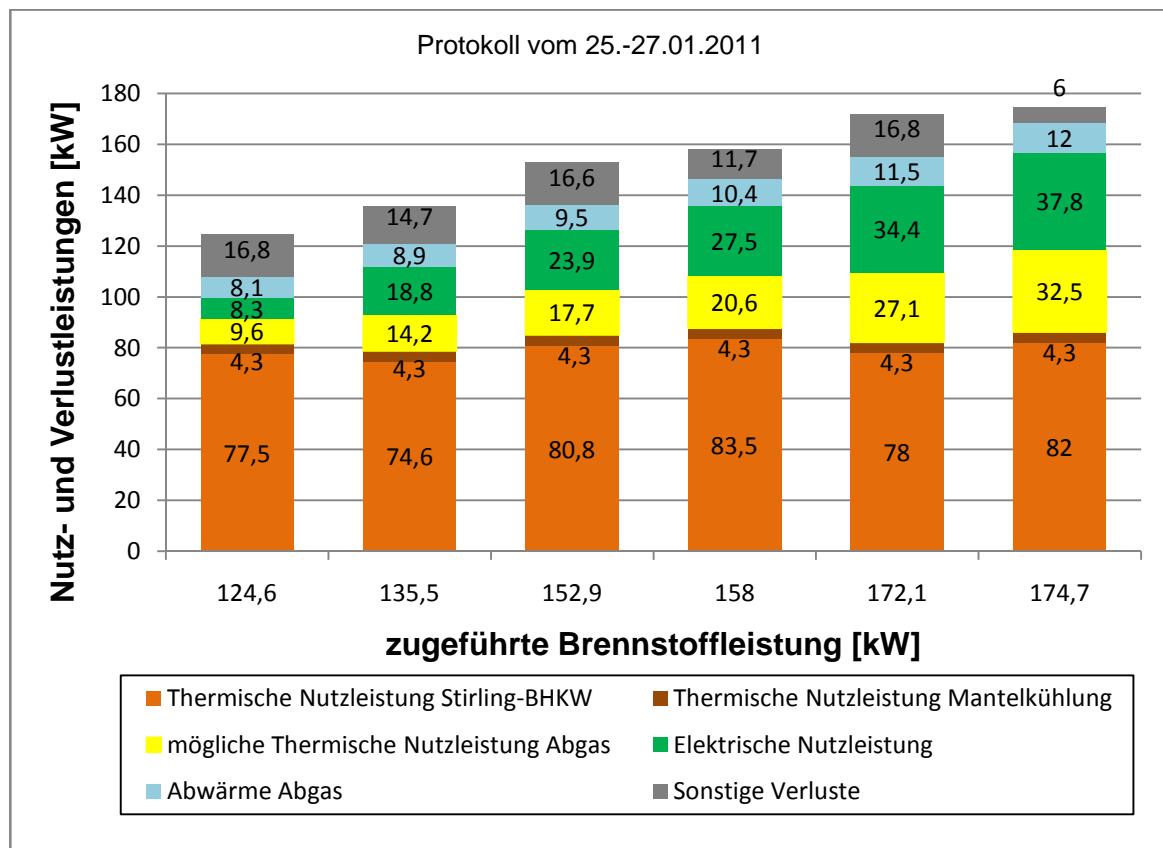


Abbildung 25: Kennwerte-Übersicht zum Stirling-Motor-BHKW

⁴⁹ Vgl. Bilanzberechnungen, 2011, Anhang S. XI

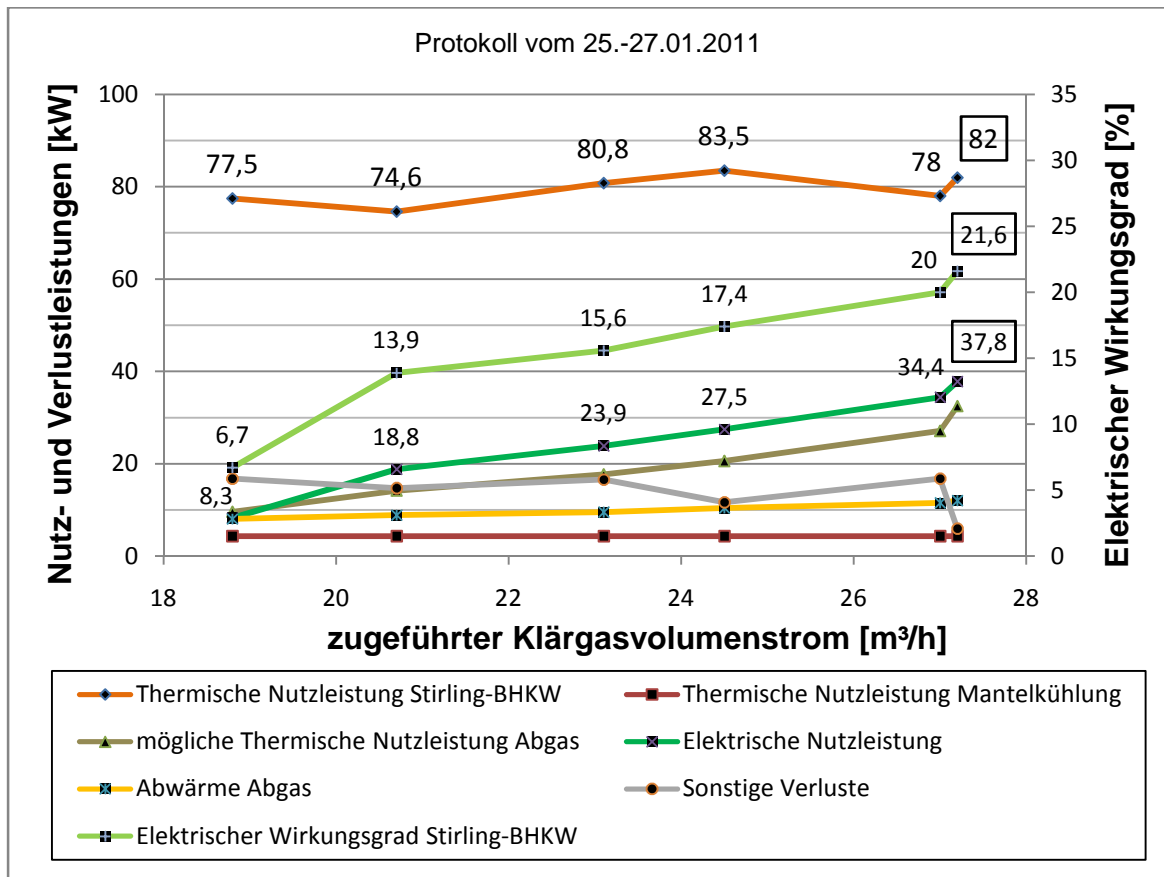


Abbildung 26: Kennwerte-Übersicht zum Stirling-Motor-BHKW (maßstäblich)

Aussage zum optimalen Betriebspunkt des Stirling-Motors

Der Hersteller (Stirling DK) gibt den maximal erreichbaren elektrischen Wirkungsgrad mit 17,5 % an. Man findet diesen Wert im Diagramm im mittleren bis oberen Leistungsbereich im Bezug auf die erbrachte elektrische Leistung (Abbildung 26). Fakt ist, dass das Leistungspotential des Motors von 35 kW auch während des Betriebes mit Klärgas ausgeschöpft wurde. Der Betrieb bei maximaler Brennstoffzufuhr wird als optimaler Betriebspunkt empfohlen. Letztendlich ist die erbrachte elektrische Leistung des Generators entscheidend.

Ergebnisse der Wirkungsgradberechnungen des Stirling-Motor-BHKW

Tabelle 12: Wirkungsgrade Stirling-Motor-BHKW⁵⁰

Brennstoffleistung [kW]	124,6	135,5	152,9	158,0	172,1	174,7
Elektrischer Wirkungsgrad [%]	6,7	13,9	15,6	17,4	20	21,6
Thermischer Wirkungsgrad [%]	73,4	68,7	67,2	68,6	63,6	68
Gesamtwirkungsgrad [%]	80,0	82,6	82,9	86,0	83,6	89,7

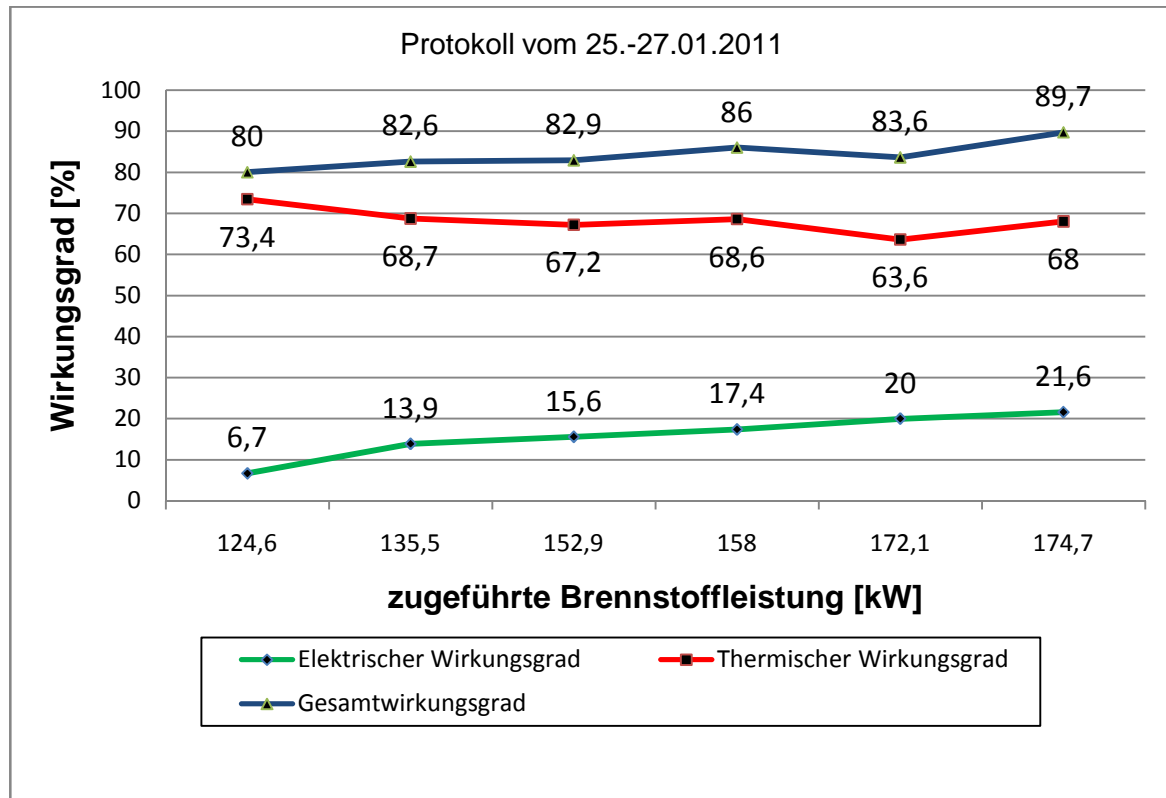


Abbildung 27: Darstellung der Wirkungsgrade des Stirling-BHKW

Der thermische Wirkungsgrad verhält sich im Diagramm (Abbildung 27) weitgehend stabil. Darin inbegriffen ist die theoretisch rückgewinnbare Abgaswärme durch einen Wärmetauscher. Der vom Hersteller mitgeteilte Nennwert von 72 % konnte nicht bei jedem Messpunkt nachgewiesen werden. Ursache könnten die stattdessen in höherem Maße erzielten elektrischen Wirkungsgrade sein.

⁵⁰ Vgl. ebd., 2011, Anhang S. XI

Ergebnisse der Fehlerrechnung der wichtigsten Kennwerte¹

Tabelle 13: Ergebnis-Übersicht Fehlerrechnung⁵¹

Kennwert	Mittlerer relativer Fehler	Bemerkung
Brennstoffleistung	9,0 % ¹	weitere undetektierte brennbare Stoffe im Klärgas möglich
Thermische Nutzleistung	6,2 % ¹	für Mantelkühlung gleich
Thermische Nutzleistung Abgas	3,4 % ¹	für Abgasabwärme gleich
Elektrische Nutzleistung	0,5 %	lt. Herstellerangaben für das Digital-Multimeter

¹ ausführliche Berechnungen s. Anhang

⁵¹ Vgl. ebd., 2011, Anhang S. XIX - XXII

Sankey-Diagramm des optimalen Betriebspunktes

Tabelle 14: Daten des optimalen Betriebspunktes des Stirling-BHKW

Klärgas-Volumenstrom [m³/h]	27,2
Brennstoffleistung [kW]	174,7
Elektrische Nutzleistung [kW]	37,8
Thermische Nutzleistung Stirling [kW]	82,0
Thermische Nutzleistung Abgas [kW]	32,5
Thermische Nutzleistung Mantel [kW]	4,3
Abwärme Abgas [kW]	12,0
Sonstige Verluste [kW]	6,0

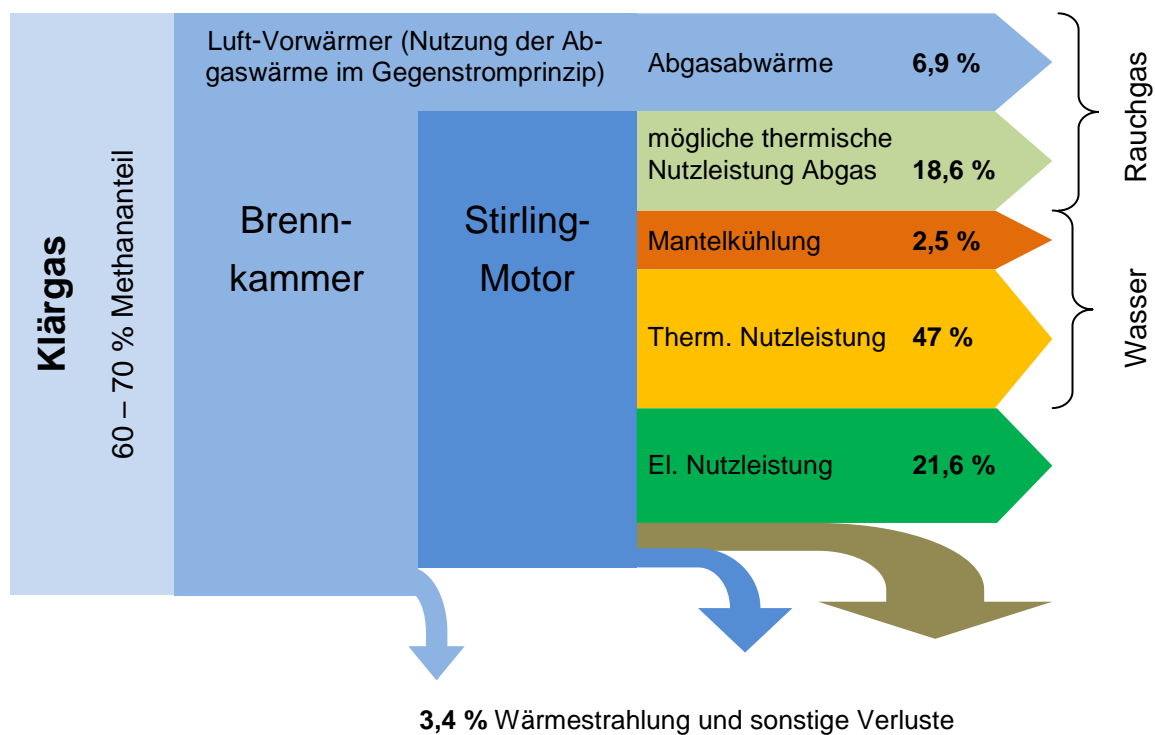


Abbildung 28: Sankey-Diagramm des Stirling-BHKW anhand des optimalen Betriebspunktes

7.3.2 Otto-BHKW

Die Energiebilanz des Otto-Motor-BHKW stützt sich auf die Messergebnisse vom 21.01.2011, also den Zeitraum, indem auch das Messprotokoll für das Stirling-BHKW aufgenommen worden war.

Übersicht der leistungsbezogenen Kennwerte des Otto-Motor-BHKW

Tabelle 15: Leistungskennwerte Otto-Motor-BHKW⁵²

Klärgasvolumenstrom [m³ _N /h]	12,4	14,2	17,8	21,7	25,6	29,3	36,7	37,1
Brennstoffleistung [kW]	73,2	83,6	104,8	127,4	150,2	171,7	212,9	218,1
Therm. Nutzleistung Otto [kW]	50,6	55,5	70,0	75,3	89,2	95,0	108,7	119,7
Elektrische Nutzleistung [kW]	16,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0
Verluste [kW]	6,7	8,1	4,8	12,1	10,9	16,8	34,2	18,4

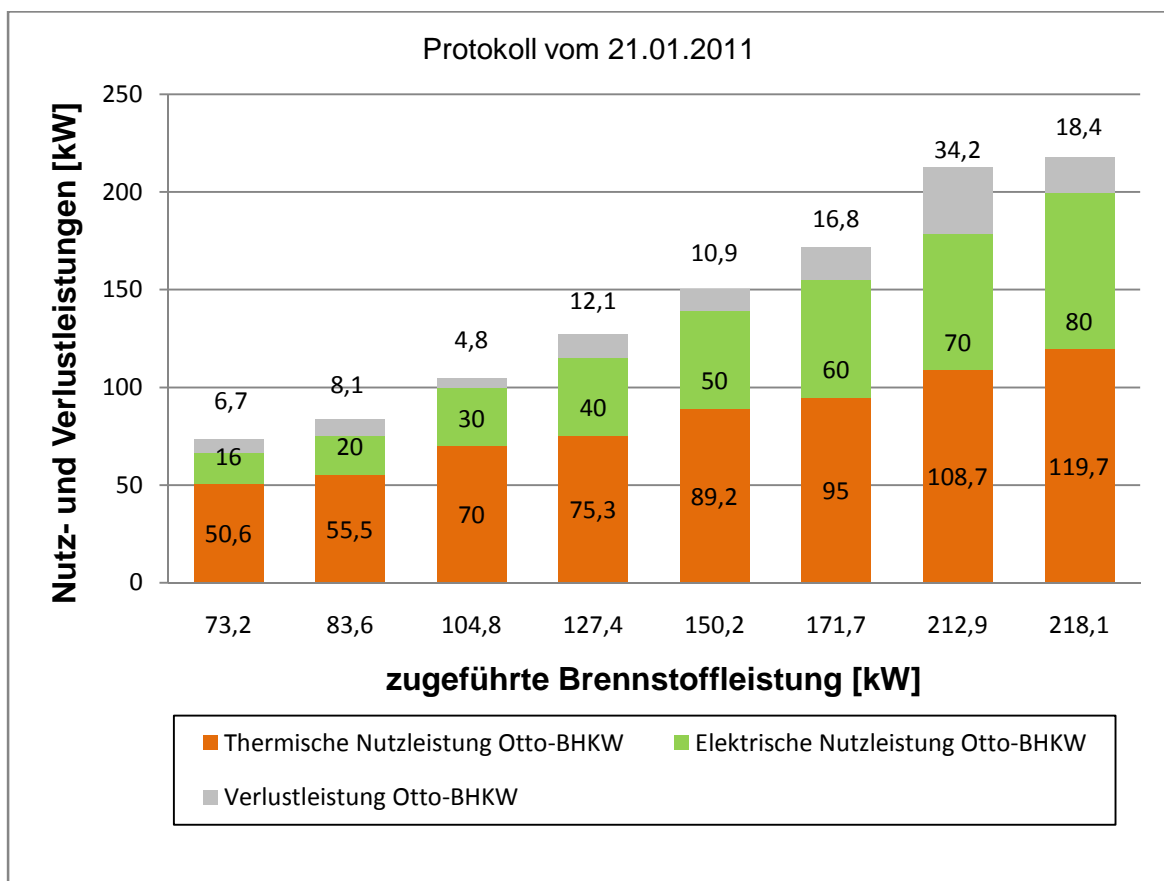


Abbildung 29: Kennwerte-Übersicht zum Otto-Motor-BHKW

⁵² Vgl. ebd., 2011, Anhang S. XIII

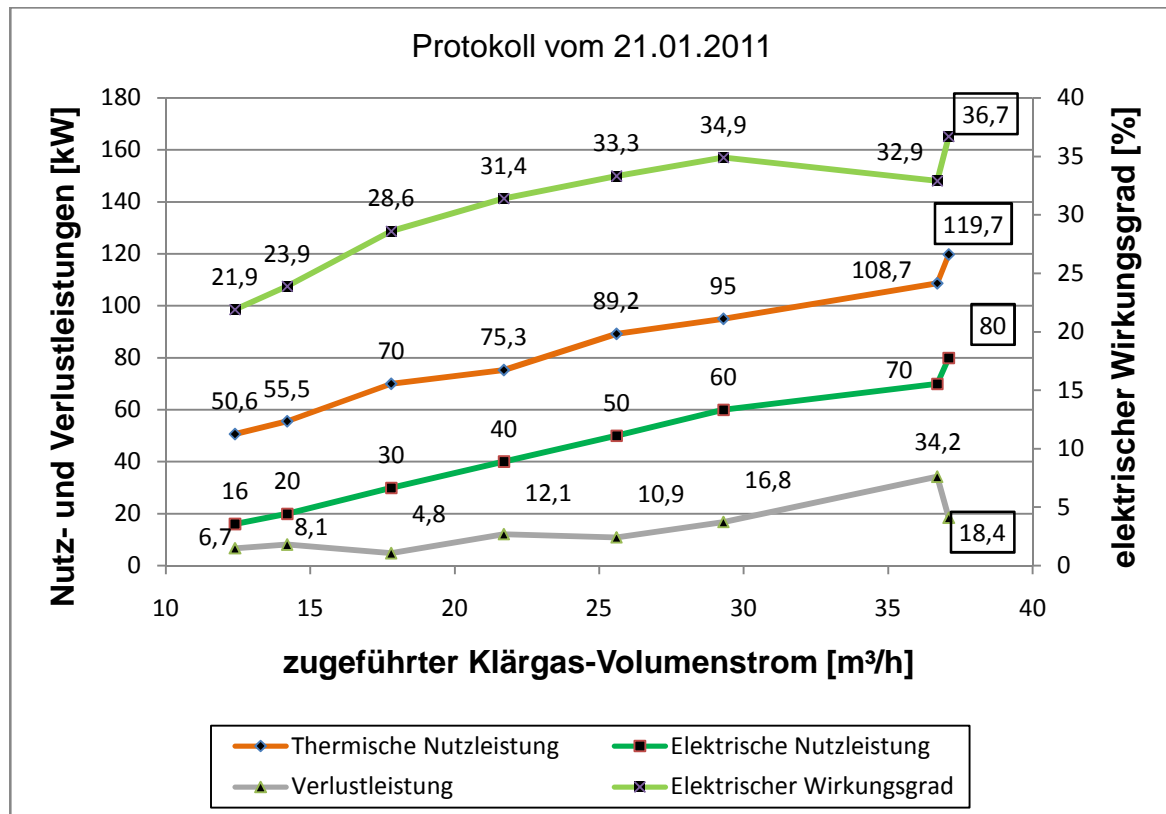


Abbildung 30: Kennwerte-Übersicht zum Otto-Motor-BHKW (maßstäblich)

Aussage zum optimalen Betriebspunkt

Das Ergebnis der Energiebilanz des Otto-Motor-BHKW in punkto optimaler Betriebspunkt liegt eindeutig auf der Hand. Das Aggregat erreicht seine maximalen Wirkungsgrade (elektrisch und thermisch) bei dessen Maximallast von 80 kW erbrachter elektrischer Leistung. Andere Fahrweisen, also Teillastbetrieb, wären bei annähernd gleichen Wartungs- und Instandhaltungskosten unwirtschaftlich. Die Ursache für die auffällige Verlustleistungszunahme des Otto-BHKW bei $P_{el} = 70$ kW konnte nicht abschließend geklärt werden. Dieses Phänomen wurde bei allen drei Messreihen, aber in unterschiedlicher Intensität beobachtet. Wahrscheinlich hatte es nicht erfasste thermische Leistungen gegeben.

Ergebnisse der Wirkungsgradberechnungen des Otto-Motor-BHKW

Tabelle 16: Wirkungsgrade des Otto-Motor-BHKW⁵³

Brennstoffleistung [kW]	73,2	83,6	104,8	127,4	150,2	171,7	212,9	218,1
Elektrischer Wirkungsgrad [%]	21,9	23,9	28,6	31,4	33,3	34,9	32,9	36,7
Thermischer Wirkungsgrad [%]	69,0	66,4	66,8	59,1	59,4	55,3	51,1	54,9
Gesamtwirkungsgrad [%]	90,9	90,3	95,5	90,5	92,7	90,2	83,9	91,6

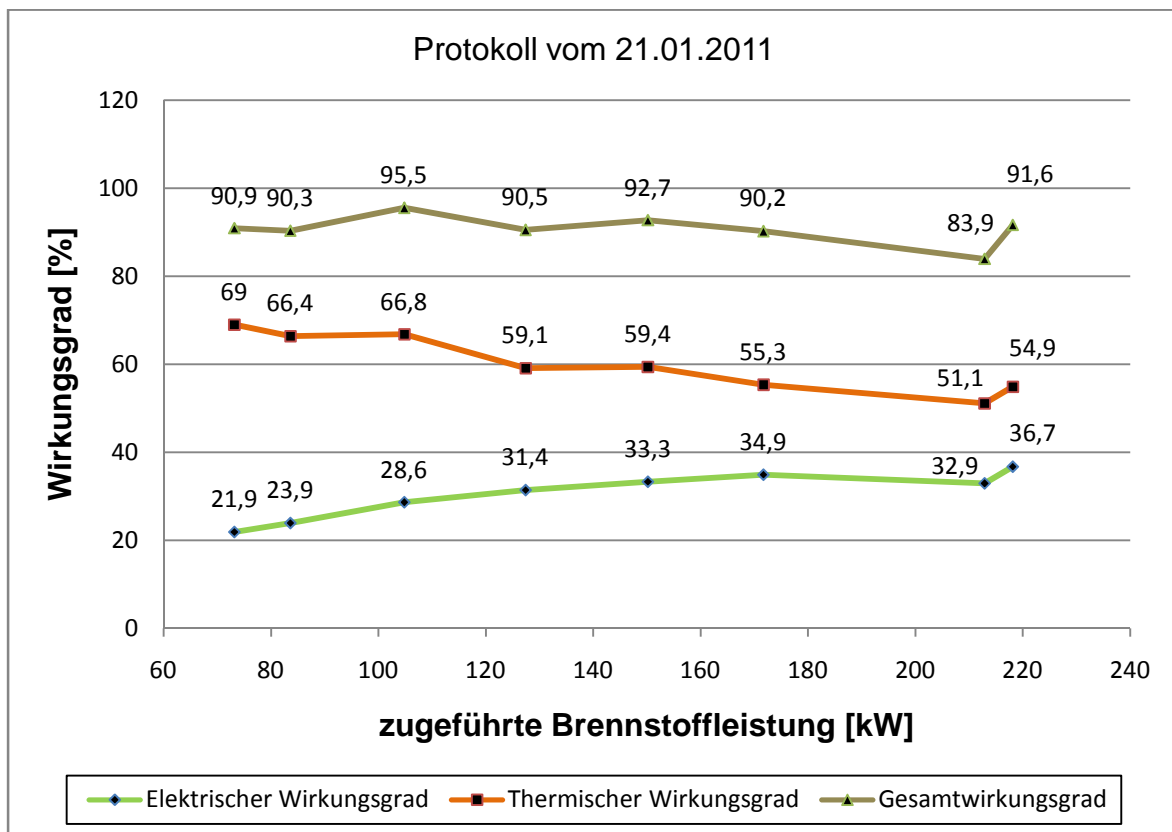


Abbildung 31: Wirkungsgrade des Otto-BHKW

Mit einem Gesamtwirkungsgrad von über 90 % liegen die Energiebilanzergebnisse des Otto-Motor-BHKW im üblichen Bereich für solche Aggregate. Mit zunehmender elektrischer Nutzleistung verringert sich der thermische Nutzen des Blockheizkraftwerkes.

⁵³ Vgl. ebd., 2011, Anhang S. XIII

Ergebnisse der Fehlerrechnung der wichtigsten Kennwerte

Tabelle 17: Ergebnisse der Fehlerrechnung⁵⁴

Kennwert	Mittlerer relativer Fehler	Bemerkung
Brennstoffleistung	4 %	weitere undetektierte brennbare Stoffe im Klärgas
Thermische Nutzleistung	5,7 %	zusätzliche Ungenauigkeit durch Heizwassermischkreislauf

Sankey-Diagramm des optimalen Betriebspunktes

Tabelle 18: Daten des optimalen Betriebspunktes des Otto-Motors

Klärgas-Volumenstrom [m³/h]	37,1
Brennstoffleistung [kW]	218,1
Elektrische Nutzleistung [kW]	80
Thermische Nutzleistung Otto [kW]	119,7
Sonstige Verluste [kW]	18,4

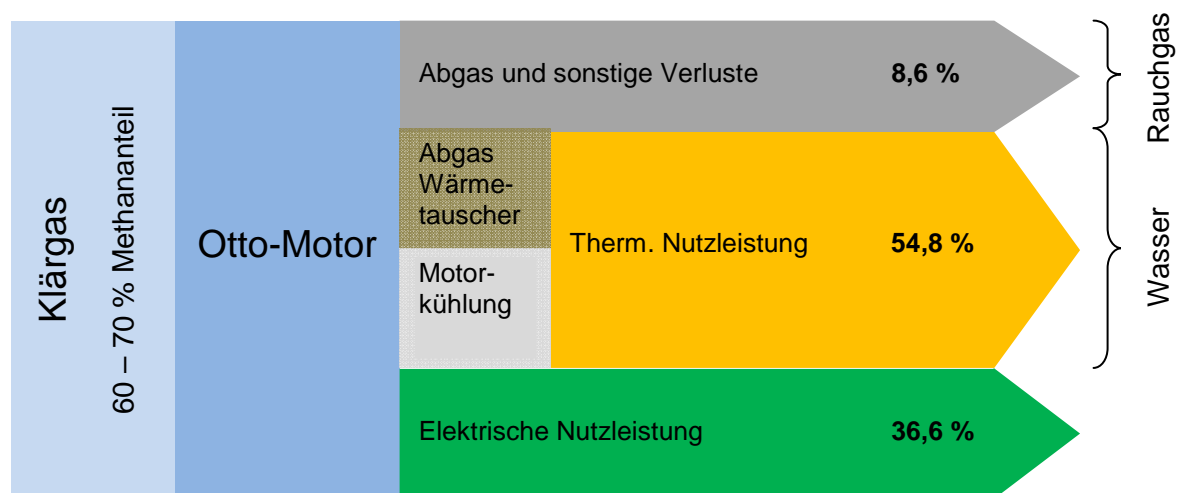


Abbildung 32: Sankey-Diagramm des Otto-BHKW anhand des optimalen Betriebspunktes

⁵⁴ Vgl. ebd., 2011, Anhang S. XXIII - XIV

7.4 Vergleich der Motoren

Anhand der zwei optimalen Betriebspunkte aus der Energiebilanz wurden spezifischen Kennwerte und Wirkungsgrade der BHKW miteinander verglichen.

Tabelle 19: BHKW-Vergleich anhand spezifischer Kennwerte und Wirkungsgrade

Kriterium	Stirling-BHKW	Otto-BHKW
Elektrische Energie je EW	1,1 Wh/EW*	2,35 Wh/EW*
Thermische Energie je EW	2,53 Wh/EW* 3,49 Wh/EW* (möglich mit Abgaswärmetauscher)	3,52 Wh/EW*
Verlustenergie je EW	1,48 Wh/EW* 0,53 Wh/EW* (möglich mit Abgaswärmetauscher)	0,54 Wh/EW*
Elektrischer Wirkungsgrad	21,6 %	36,7 %
Thermischer Wirkungsgrad	49,4 % 68 % (möglich mit Abgaswärmetauscher)	54,9 %
Gesamtwirkungsgrad	71 % 89,6 % (möglich mit Abgaswärmetauscher)	91,6 %

* berechnet für einen Anschlusswert von 34.000 EW

Der Vergleich spezifischer Kennwerte lässt keine Wertung zugunsten eines BHKW zu, da der jeweilige Energiegehalt pro Normkubikmeter Klärgas der optimalen Betriebspunkte voneinander abweicht (6,42 kWh/m³_N bei Stirling, 5,88 kWh/m³_N bei Otto).

Sinngemäßer ist es, den einzelnen Wirkungsgraden Beachtung zu schenken, um somit im Hinblick auf den jeweiligen bedarfsgerechten Einsatz treffende Aussagen machen zu können. Der thermische Wirkungsgrad beider Aggregate unterscheidet sich wesentlich. Damit wird der vorteilhafte Einsatz des Stirling-BHKW während der kalten Jahreszeit deutlich, in der es gilt, an besonders kalten Tagen Wärmedefizite ohne den Einsatz des Heizkessels auszugleichen und zudem noch elektrische Energie generieren zu können. Außerdem arbeitet der Stirling-Motor verschleißarmer im Vergleich zum Otto-Motor und wird damit wesentlich geringere Wartungskosten aufweisen.

Betriebskostenvergleich

Tabelle 20: Übersicht Betriebskostenvergleich

	Otto-Motor	Stirling-Motor
Betriebsmittel	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Motorenöl, ▪ Zündkerzen, ▪ Zylinderkopfscheiben 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Helium
Wartung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ häufige Ölwechsel, ▪ Ölfilter-Wechsel, ▪ Zündzeitpunkt prüfen, ▪ Zündkerzen wechseln, ▪ Zylinderkopfscheiben erneuern, ▪ Generalüberholung aller 30.000 BS ▪ Schornsteinfegerdienst einmal jährlich ▪ Wartung Heizkessel 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Arbeitsgasdruck prüfen ▪ Schornsteinfegerdienst einmal jährlich ▪ Inspektion
Kosten im laufenden Betrieb	<ul style="list-style-type: none"> ▪ anfallende Kosten der Gasreinigungsstrecke (Entschwefelung, Auskondensierung, Siloxanvermei- 	-

Dieser tabellarische Vergleich belegt, wie wartungsintensiv der Betrieb eines Otto-Motors mit lediglich technisch einfach gereinigtem Klärgas ist. Schwefelwasserstoff- und Siloxanrückstände im Gas erfordern ständige Öl- und Zündkerzenwechsel (aller 400 Betriebsstunden [BS]). Zündzeitpunkte, Öl- und Luftfilter müssen ständig überwacht werden (20 bis 50 BS). Einschlägige Erfahrungen im Umgang mit einem Klärgas nutzenden Stirling-Motor dieser Größenordnung sind nicht vorhanden. Man kommt zu dem Schluss, dass der Stirling-Motor tendenziell kostensparender arbeitet. Die Nutzung einer äußeren Verbrennung und wenige bewegliche Teile im Motor selbst erbringen diesen Vorteil. Zudem arbeitet das Aggregat ohne Schmierstofffüllung.

Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen zur energetischen Verwertung von Klärgas auf der ZKA Niederfrohna

Variantenvergleich: Vollständige Verwertung des gesamten jährlich anfallenden Klärgases mit dem Stirling-Motor-BHKW

Variante 1		Variante 2 (Alternative)	
80 kW-Otto-Motor-BHKW		35 kW-Stirling-Motor-BHKW	
1. Daten			
1.1 Technische Daten			
Zugeführte Brennstoffleistung	218 kW	für Vollastbetrieb	
Elektrische Leistung des BHKW	78 kW _{el}	175 kW	bei Vollastbetrieb
Thermische Leistung BHKW	120 kW _{th}	35 kW _{el}	bei Vollastbetrieb
Thermische Leistung Heizkessel	175 kW _{th}	119 kW _{th}	bei Vollastbetrieb
1.2 Betriebliche Daten			
Klärgasanfall	164.760 m ³ /a	164.760 m ³ /a	451,4 m ³ /d (mittlerer Tagesanfall)
davon Heizkesselverbrauch	22.321 m ³ /a	164.760 m ³ /a	davon Stirling- Verbrauch
davon BHKW- Verbrauch	142.439 m ³ /a		
Einsetzbarkeit des BHKW	86%	100%	Wärmebedarfsdeckungsgrad
Mittlerer Klärgasverbrauch	37,1 m ³ /h	27,2 m ³ /h	Versuchsmeßwert
Jahresbetriebsstunden BHKW	3.839 h/a	6.057 h/a	erforderliche Laufzeit
Mittlere Tagesbetriebsdauer BHKW	12,2 h/d	16,6 h/d	moduliert über 24 Stunden
Jahreselektroenergieproduktion	299.452 kWh _{el} /a	212.007 kWh _{el} /a	

				Variante 1		Variante 2 (Alternative)	
2. Variable Kosten (Betriebskosten)				80 kW-Otto-Motor-BHKW		35 kW-Stirling-Motor-BHKW	
2.1 Ständige Wartungskosten							
6 Zündkerzen	220,48 €	aller	400 h	30,88 € netto je Stück			
35 Liter Motoröl	131,20 €	aller	400 h	3,15 € netto je Liter			
1 Ölfilter	11,23 €	aller	400 h	9,44 € netto je Stück			
Arbeitszeit	105,00 €	aller	400 h	35 €/je Stunde			
Teilsumme 1	467,91 €	aller	400 h				
	1,17 €/h						
	0,015 €/kWh						
2.2 Kosten für regelmäßige Fachmann-Wartungen BHKW							
	906,67 €	03.09.2008		2008			
	1.123,13 €	03.12.2008					
	760,55 €	20.05.2009		2009			
	706,40 €	27.10.2009					
Wartung BHKW	702,14 €	15.04.2010		2010			
	884,71 €	31.08.2010					
	1.112,41 €	27.04.2011		2011			
	885,14 €	aller	2.000 h	Mittelwert			
Luftfilter BHKW	45,22 €	aller	2.000 h				
sonstige Ersatzteile BHKW	350,00 €	aller	2.000 h	(Sensoren, Dichtungen, Variator, Umformer, Störungsbeseitigungen, ...)			
Teilsumme 2	1.280,36 €	aller	2.000 h				
	0,64 €/h						
	0,008 €/kWh						
2.3. Kosten für regelmäßige behördlich vorgeschriebene Dienste							
Schornsteinfeger	64,14 €			Heizkessel und BHKW			
Wartung Heizkessel	226,10 €			vorgeschrieben			
Teilsumme 3	290,24 €	aller	3.839 h	jährlich			
	0,08 €/h						
	0,001 €/kWh						
	32,07 €	aller	6.057 h	Brennkammer			
	0,01 €/h			entfällt			
	0,0002 €/kWh						

Variante 1		Variante 2 (Alternative)	
80 kW-Otto-Motor-BHKW		35 kW-Stirling-Motor-BHKW	
2.4 Kosten für Generalüberholung der Maschine			
Generalüberholung	76.160,00 €	0,00 €	über gesamte Lebensdauer
Teilsomme 4	76.160,00 €	0,00 €	nicht erforderlich!
	2,54 €/h	0,00 €/h	
	9.746,79 €/a	0,00 €/a	
	0,033 €/kWh	0,000 €/kWh	
Summe Betriebskosten:		0,47 €/h	
	16.986,10 €/a	2.875,06 €/a	
Betriebskosten:		0,014 €/kWh	

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die Energieeffizienzsteigerung öffentlicher Kläranlagen als kommunale Größtverbraucher rückt mit der steten Erhöhung aller Energiepreise ins engere Blickfeld der Anlagenbetreiber. Mit dem Ziel einer 100%igen Eigenenergieversorgung werden zur vollständigen Ausnutzung der Energiepotentiale in Abwässern Konzepte für eine optimale Kraft-Wärme-Kopplung gesucht und der kombinierten Nutzung regenerativer Energien Aufmerksamkeit geschenkt. Die Einbindung eines Stirling-Motors in den Energiekreislauf der zentralen Kläranlage Niederfrohna entspricht dieser Zielstellung und ist darüber hinaus innovativ und weltweit einzigartig. Im Probetrieb dieses Pilotprojektes konnten erstmalig leistungsbezogene Kennwerte des BHKW im Betrieb mit Klärgas gewonnen werden. Der Vergleich zum bereits seit 2007 installierten Otto-Motor-BHKW liefert Anhaltspunkte für einen kombinierten Betrieb beider Aggregate. Im Hinblick auf optimale Betriebspunkte, identifizierte Probleme während des Betriebes und einer Einschätzung der Leistungsfähigkeit des Stirling-Motors werden die Ergebnisse der Untersuchungen wie folgt zusammengefasst:

Ergebnisse

- Die Kennwertanalyse des Stirling-BHKW hat bewiesen, dass elektrische Wirkungsgrade von mindestens 17,4 % (laut Hersteller STIRLING DK) auch im Betrieb mit 60 bis 70 % methanhaltigem Klärgas erreicht werden können.
- Der thermische Wirkungsgrad des Stirling-BHKW von rund 49,4 % ist selbst ohne Abgas-Wärmetauscher fast auf dem Niveau wie der des Otto-Motor-BHKW.
- Der optimale Betriebspunkt des Stirling-BHKW liegt bei maximaler Brennstoffzufuhr von etwa $27 \text{ m}^3_{\text{N}}$ pro Stunde. Das sind umgerechnet 73 % des Klärgasverbrauches des Otto-BHKW bei Volllast ($37 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$).
- Ebenso wie beim Stirling-BHKW kristallisierte sich der optimale Betriebspunkt des Otto-BHKW bei Volllast ($P_{\text{el}} = 80 \text{ kW}$ bei $37 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ Klärgaszufuhr) heraus.

Betriebsprobleme

- Während des Probetriebes des Stirling-Motors konnten mehrere Probleme entdeckt werden. Das gravierendste war ein am Wärmetauscher des Motors befindliches Leck, durch das Helium austreten konnte, was sich direkt negativ auf die Leistungsfähigkeit des Aggregates auswirkte. Der Wärmetauscher wurde vom Hersteller ausgewechselt.
- Des Weiteren stellte sich eine Unterversorgung des Brennraumes mit Sauerstoff heraus. Die Regelung mittels Lambda-Sonde wurde diesbezüglich neu konfiguriert.

- Außerdem wurde festgestellt, dass die Brennraumdimensionierung möglicherweise zu groß ist, um eine besonders hohe Temperatur von über 850°C und eine stabile Temperaturverteilung im Inneren der Brennkammer zu erreichen.
- Letzt genannter Fakt bedingt auch das Problem der Brennraumtemperaturstabilität bei 850°C, um den Einsatz des FLOX-Brenners (flammenlose Oxidation) realisieren zu können. Dieses Verfahren würde einen noch sparsameren Verbrauch an Brennstoff und zudem zu kaum mehr nennenswerten Verbrennungsrückständen an Stickoxiden und Kohlenstoffmonoxid führen.
- Die stets schwankenden Methangehalte im Klärgas müssen bei einer fortführenden Leistungsdiagnose ständig überwacht werden. Somit kann die Brennstoffzufuhr genauer berechnet werden.
- Unabdingbar wird eine regelmäßige chromatografische Analyse aller Klärgasinhaltstoffe sein, um die bisher noch nicht detektierten brennbaren Verbindungen für die Brennstoffleistungsberechnungen des Klärgases berücksichtigen zu können.
- Alle erbrachten Ergebnisse müssen unter dem Gesichtspunkt kurzer Bilanzzeiträume im Rahmen des Projektes berücksichtigt werden. Eine fortführende Leistungsuntersuchung des Stirling-Motor-BHKWs über längere Zeiträume hinweg würde noch exaktere Kennwerte liefern können.

Verbesserungsmöglichkeiten / bedarfsgerechter Einsatz

- Aus den bisher genannten Fakten ergibt sich ein vorteilhafter Betrieb des Stirling-Motor-BHKW in kalten Wintermonaten aufgrund des niedrigeren Brennstoffverbrauchs bei gleicher oder besserer thermischer Nutzleistung im Vergleich zum Otto-BHKW.
- Dafür wird das Otto-BHKW weiterhin als Spitzenlastkraftwerk in Phasen starken elektrischen Leistungsbedarfes der Kläranlage eingesetzt. Somit können elektrische Leistungsspitzen beim Energiebezug vermieden werden, wenn gleichzeitig viele Maschinen und Anlagen verfahrensbedingt aktiviert werden müssen. Dies spart Kosten, die der Energieversorger allein für die Leistungsbereitstellung erhebt (sogenanntes Leistungsentgelt).
- Mit Einbindung des Stirling-BHKW in den Energiekreislauf der Kläranlage kann auf den Einsatz des Heizkessels an äußerst kalten Tagen verzichtet werden. Damit wird das Klärgas effektiver genutzt, um das erforderliche Temperaturniveau im Anaerobreaktor stabil zu halten. Der kombinierte Betrieb beider BHKW garantiert zudem eine sichere Abnahme des täglichen Gasanfalls.
- Der Stirling-Motor würde das Otto-Motor-BHKW in Phasen hoher Schwefel- und Siloxankonzentrationen im Klärgas ablösen können. Damit könnten direkt Betriebs- und Wartungskosten eingespart werden.

- Der im vergangenen Abschnitt erbrachte überschlägige Betriebskostenvergleich unterstreicht zudem die kostenärmere Betriebsweise des Stirling-Motors im Vergleich zum Otto-Motor.
- Potentiale des Stirling-BHKW liegen, wie in der Abgaswärmeberechnung der Bilanz zu sehen, in der noch nicht genutzten Abgaswärme. Die Installation eines Abgaswärmetauschers ist bereits in Planung.
- Um die Belastung von Motor und Brennkammer möglichst gering zu halten, sollten nur sehr lange Betriebsphasen mit sehr wenigen An- und Abschaltvorgängen vorgenommen werden.

Ausblick

Die Neufassung der Klärschlammverordnung (AbfKlärV), aktuell als zweiter Arbeitsentwurf der Bundesregierung (Stand 20.08.2010)⁵⁵, sieht eine drastische Verminderung der landwirtschaftlich ausgebrachten Klärschlammmengen ab 2015 vor. Weiterhin sollen die Grenzwerte für Schwermetalle, organische Halogenverbindungen, Gesamtstickstoff, Phosphat, organische Schadstoffe wie PCB, PCDD/PCDF, PFOA und viele Schadstoffe mehr, deutlich herabgesetzt werden. Diese Novelle der Klärschlammverordnung von 1992 wird einen weiteren Schritt hin zur umweltpolitischen Zielstellung der Verhinderung von Schadstoffanreicherungen in Böden durch Düngung mit Klärschlamm vollziehen. Eine nachhaltige Kreislaufwirtschaft soll gefördert und die Ressourcenschonung von Phosphor durch Rückgewinnung eingeleitet werden.

Im Klartext bedeutet das einen zukünftig steigenden finanziellen Zusatzaufwand, um die in den meisten Kläranlagen mit Schwermetallen hoch belasteten Klärschlämme zu entsorgen. Eine Lösung dieses Problems könnte direkt vor Ort mit der Trocknung der Klärschlämme auf Restwasseranteile von maximal 5 bis 20 % erfolgen. Der Brennwert dieses Produktes befindet sich dann auf dem Niveau von Braunkohle. Vergast man nun den getrockneten Klärschlamm mit geeigneten einfachen technischen Verfahren, könnte das gewonnene Prozessgas mit Hilfe des Stirling-Motor-BHKW aufgrund des Vorteils der äußeren Verbrennung ohne Bedenken als Wärmequelle für die Trocknung sowie zur Erzeugung von Elektroenergie genutzt werden. Dafür ist der Stirling-Motor prädestiniert und das vorhandene Aggregat im Prinzip entwickelt (Holzgas). Die anfallende phosphorhaltige Vergasungsasche stellt einen Rohstoff der Zukunft dar. Bei geeignetem chemischem Aufschluss der Asche könnte Phosphor rückgewonnen und damit ein wichtiger Stoffkreislauf geschlossen werden. Bisher bestehende Transportkosten für die Entsorgung des anfallenden Klärschlammes könnten ebenfalls eingespart werden.

Der Zweckverband Frohnbach käme auf diesem Wege einer nachhaltigen und umweltfreundlichen dezentralen Verwertung von Klärschlamm nach. Es ergäbe sich ein geschlossener stofflicher und energetischer Kreislauf.

⁵⁵ Vgl. AbfKlärV, 2010, §4, Anlage 1

Anhang

Bilanzberechnungen Stirling-Motor, Protokoll vom 25.-27-01.2011

Umrechnung von Meßwerten auf Normverhältnisse und von Eingangsgrößen (Meßwertreihe 6)

1. Umrechnung vom gemessenen Klärgasvolumenstrom auf Normbedingungen

1.1 Berechnung Sättigungsdampfdruck p_s von Wasser

Betriebstemperatur t_B	21,0 °C
Betriebsüberdruck p_B	155 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,B}$	24,85 hPa
bei Betriebstemperatur	

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 5" lt. FREY [1], dort Seite 10)
(Meßwert, Klärgastemperatur vor dem Brenner)

(nach dem Klärgasgebläse am Heizkessel gemessener Klärgasüberdruck)

$$= 6,111 + 4,402 \cdot 10^{-1} t_B + 1,511 \cdot 10^{-2} t_B^2 + 1,963 \cdot 10^{-4} t_B^3 + 5,202 \cdot 10^{-6} t_B^4$$

t_B [°C]	p_s [hPa]	6,11	4,402E-01	1,511E-02	1,963E-04	5,202E-06	Faktoren
0,5	6,33		0,5	0,25	0,125	0,0625	Potenzen
21	24,85		21	441	9261	194481	
38	66,27		38	1444	54872	2085136	

1.2 Abschätzung der relativen Feuchte ϕ des Klärgases im Betriebszustand

a) bekannt bei:

Temperatur t_1	38 °C
Druck p_1	1.120 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,1}$	66,27 hPa
Relative Feuchte ϕ_1	1 -

b) gesucht für:

Temperatur t_2	21 °C
Druck p_2	1.120 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,2}$	24,85 hPa
Relative Feuchte ϕ_2	2,67 -

Schätzung: 0,25 -

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 2" lt. FREY [1], dort Seite 9)

(155 mbar Überdruck)

(155 mbar Überdruck)

$= \phi_1 \cdot (p_2/p_1) \cdot (p_{s,1}/p_{s,2})$ **Gilt unter der Annahme, daß keine Abscheidung erfolgt ist!**
... weil das Gas mehrfach Kühlfallen und Kondensatabscheider durchlaufen hat!

1.3 Klärgasvolumenstrom $Q_{N,G}$ bei Normbedingungen

Klärgasvolumenstrom Q_B gemessen, feucht	26,6 m³/h
Betriebsdruck p_B	1.120 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,B}$	24,85 hPa
Relative Feuchte ϕ_B	0,25 -
Betriebstemperatur T_B	294 K
Normtemperatur T_N	273 K
Normdruck p_N	1.013 hPa
Norm-Klärgasvolumenstrom $Q_{N,G}$, trocken	27,2 m³/h

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 4" lt. FREY [1], dort Seite 10)
(Meßwert)

(155 hPa Überdruck)

(Schätzwert)

(21°C)

(0°C)

(Standard-Luftdruck)

$$= Q_B \cdot ((p_B - \phi_B \cdot p_{s,B}) \cdot T_N) / (p_N \cdot T_B)$$

Hinweis: Der Einfluß der relativen Feuchte auf das Rechenergebnis ist nur sehr gering!

2. Umrechnung vom gemessenen Luftvolumenstrom auf Normbedingungen

2.1 Berechnung Sättigungsdampfdruck p_s von Wasser

Betriebstemperatur t_B	0,5 °C
Betriebsüberdruck p_B	10 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,B}$	6,33 hPa
bei Betriebstemperatur	

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 5" lt. FREY [1], dort Seite 10)
(Meßwert)

(Schätzung des Druckes am Ausgang des drehzahlgeregelten Luftgebläses)

$$= 6,111 + 4,402 \cdot 10^{-1} t_B + 1,511 \cdot 10^{-2} t_B^2 + 1,963 \cdot 10^{-4} t_B^3 + 5,202 \cdot 10^{-6} t_B^4$$

t_B [°C]	p_s [hPa]	6,11	4,402E-01	1,511E-02	1,963E-04	5,202E-06	Faktoren
0	6,11		0,000001	1E-12	1E-18	1E-24	Potenzen
0,5	6,33		0,5	0,25	0,125	0,0625	
10	12,27		10	100	1000	10000	

2.2 Abschätzung der relativen Feuchte ϕ der Luft im Betriebszustand

a) bekannt bei:

Temperatur t_1	0,5 °C
Druck p_1	965 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,1}$	6,33 hPa
Relative Feuchte ϕ_1	0,6 -

b) gesucht für:

Temperatur t_2	0,5 °C
Druck p_2	975 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,2}$	6,33 hPa
Relative Feuchte ϕ_2	0,61 -

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 2" lt. FREY [1], dort Seite 9)

(Meßwert)

(gemessener barometrischer Luftdruck)

(60% Luftfeuchte)

(10 mbar Überdruck)

$= \phi_1 \cdot (p_2/p_1) \cdot (p_{s,1}/p_{s,2})$ **Gilt, weil keine Wasserabscheidung erfolgt ist!**

2.3 Luftvolumenstrom $Q_{N,L}$ bei Normbedingungen

Luftvolumenstrom $Q_{B,L}$ gemessen, feucht	241 m³/h
Betriebsdruck p_B	975 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,B}$	6,33 hPa
Relative Feuchte ϕ_B	0,61 -
Betriebstemperatur T_B	273,5 K
Normtemperatur T_N	273 K
Normdruck p_N	1.013 hPa
Norm-Luftvolumenstrom $Q_{N,L}$, trocken	230,6 m³/h

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 4" lt. FREY [1], dort Seite 10)

(Meßwert)

(10 mbar Überdruck)

(0,5°C)

(0°C)

(Standard-Luftdruck)

$$= Q_B \cdot ((p_B - \phi_B \cdot p_{s,B}) \cdot T_N) / (p_N \cdot T_B)$$

3. Berechnung des Eingangs- und des Abgasvolumenstromes

3.1 Berechnung des Eingangsvolumenstromes $Q_{N, Zu}$

Norm-Klärgasvolumenstrom $Q_{N, G}$, trocken	27,2 m ³ /h
Norm-Luftvolumenstrom $Q_{N, L}$, trocken	230,6 m ³ /h
Eingangsvolumenstrom $Q_{N, Zu}$	257,8 m³/h

$$= Q_{N, G} + Q_{N, L}$$

3.2 Zusammensetzung des Klärgases

Volumenanteil Methan $c_v CH_4$	64,7%
Volumenanteil Kohlendioxid $c_v CO_2$	35,3%
Normdichte des Klärgases ρ_G	1,16 kg/m ³
Massenanteil Methan $c_m CH_4$	40,2%
Massenanteil Kohlendioxid $c_m CO_2$	60,0%

(Meßwert)

(Meßwert)

$$= \sum (c_{v,i} \cdot M_i) / V_M$$

$$= (c_{v,i} \cdot \rho_i) / \rho_G$$

Stoff	Stoffwerte (aus [2] www.peacesoftware.de)		
	Molare Masse M [kg/kmol]	Norm-dichte ρ [kg/m ³]	Spezif. Norm-Wärmekapazität c_p [J/kg*K]
Methan	16	0,718	1.657
Stickstoff	28	1,2506	1.041
Kohlendioxid	44	1,964	826
Sauerstoff	32	1,428	917
Wasserdampf	18	0,8	2.080

3.3 Zusammensetzung der Verbrennungsluft

Volumenanteil Stickstoff $c_v N_2$	79%
Volumenanteil Sauerstoff $c_v O_2$	21%
Normdichte der Luft ρ_L	1,29 kg/m ³
Massenanteil Stickstoff $c_m N_2$	76,7%
Massenanteil Sauerstoff $c_m O_2$	23,3%

$$= \sum (c_{v,i} \cdot M_i) / V_M$$

$$= (c_{v,i} \cdot \rho_i) / \rho_L$$

Molares Volumen V_M :

$$22,4 \text{ kmol/m}^3$$

3.4 Zusammensetzung des Eingangsgases

Volumenanteil Methan $c_v CH_4$	6,8%
Volumenanteil Kohlendioxid $c_v CO_2$	4%
Volumenanteil Stickstoff $c_v N_2$	71%
Volumenanteil Sauerstoff $c_v O_2$	19%
Normdichte des Eingangsgases ρ_{Zu}	1,27 kg/m ³
Massenanteil Methan $c_m CH_4$	3,8%
Massenanteil Kohlendioxid $c_m CO_2$	5,7%
Massenanteil Stickstoff $c_m N_2$	69,4%
Massenanteil Sauerstoff $c_m O_2$	21,1%

$$= c_{v,i} \text{ im jeweiligen Teilstrom } \cdot (Q_{N, G} / Q_{N, Zu})$$

$$100,0\%$$

$$= \sum (c_{v,i} \cdot M_i) / V_M$$

$$= (c_{v,i} \cdot \rho_i) / \rho_{Zu}$$

$$100,0\%$$

3.5 Volumenströme im Eingangsgas

Volumenstrom Methan Q_{N, CH_4}	17,57 m ³ /h
Volumenstrom Kohlendioxid Q_{N, CO_2}	9,59 m ³ /h
Volumenstrom Stickstoff Q_{N, N_2}	182,19 m ³ /h
Volumenstrom Sauerstoff Q_{N, O_2}	48,43 m ³ /h

$$= c_{v,i} \text{ im Eingangsgasstrom } \cdot Q_{N, Zu}$$

$$258 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.6 Massenströme im Eingangsgas

Massenstrom Methan m_{CH_4}	22,38 kg/h
Massenstrom Kohlendioxid m_{CO_2}	12,21 kg/h
Massenstrom Stickstoff m_{N_2}	232,04 kg/h
Massenstrom Sauerstoff m_{O_2}	61,68 kg/h
Eingangsmassenstrom m_{Zu}	328,31 kg/h

$$= Q_{N,i} \cdot \rho_{Zu}$$

$$= \sum m_i$$

3.7 Verhältnis der verbrennungsrelevanten Massenströme im Eingangsgas

Massebezogener Überschußfaktor (vorhanden)	2,756
Stöchiometrisch erforderliches Massenverhältnis!	4,0

(Mehr an Sauerstoff bezogen auf Methan)

$$= m_{O_2} / m_{CH_4}$$

$$= (n_{O_2} \cdot M_{O_2}) / (n_{CH_4} \cdot M_{CH_4})$$

Chemische Reaktion:	CH ₄	+	2 O ₂	→	CO ₂	+	2 H ₂ O
Stoffmenge n [mol]:	1 mol		2 mol	→	1 mol		2 mol
Massenverhältnisse [g]:	16		64	=	44		36
Symbol:	V _m CH ₄		V _m O ₂		V _m CO ₂		V _m H ₂ O

3.8 Massenströme der verbrennungsrelevanten Massenströme im Abgas

Massenstrom Methan m_{CH_4}	0,00 kg/h
Massenstrom Kohlendioxid m_{CO_2}	73,75 kg/h
Massenstrom Stickstoff m_{N_2}	232,04 kg/h
Massenstrom Sauerstoff m_{O_2}	0,00 kg/h
Massenstrom Wasser	22,52 kg/h
Abgasmassestrom m_{Ab}	328,31 kg/h

(Mehr an Sauerstoff bezogen auf Methan)

Annahme: Vollständiger Umsatz!

$$= m_{CO_2} + (m_{CH_4} \cdot (V_{mCO_2} / V_{mCH_4}))$$

Annahme: Bleibt als Inertgas unverändert erhalten!

Annahme: Vollständiger Umsatz!

$$= m_{Zu} - m_{CO_2} - m_{N_2} \quad (\text{bei der Reaktion gebildetes Wasser als Rest laut Masseerhaltung})$$

$$= \sum m_i$$

3.9 Zusammensetzung des Abgases

Massenanteil Kohlendioxid $c_m CO_2$	22,5%
Massenanteil Stickstoff $c_m N_2$	70,7%
Massenanteil Wasserdampf $c_m H_2O$	6,9%
Normdichte des Abgases ρ_{Ab}	1,38 kg/m ³

$$100\%$$

$$= \sum (c_{m,i} \cdot \rho_i)$$

4. Energetische Berechnungen

- 4.1 Berechnung der mit dem Methangas zugeführten chemischen Leistung
 Unterer Heizwert von Methan Hu 9,94 kWh/m³
Brennstoffleistung Q_{Bst} **174,65 kW**

$$= Q_N CH_4 \cdot Hu$$

- 4.2 Erste Berechnung der bilanziellen Leistungslücke
 Elektrische Nutzleistung vom Stirling-Motor P_{el} **37,8 kW**
Elektrischer Wirkungsgrad vom Motor η_{el} **21,6%**
 Thermische Nutzleistung vom Stirling-Motor $Q_{th, St}$ **82,0 kW**
 Thermische Nutzleistung vom Mantel $Q_{th, M}$ **4,3 kW**
 Bilanzielle Leistungslücke Q_{Rest} **50,55 kW**

(Verluste und Wärme im Abgas)

(Meßwert)

$$= P_{el} / Q_{Bst}$$

(Meßwert)

(Meßwert)

$$= Q_{Bst} - P_{el} - Q_{th, St} - Q_{th, M}$$

- 4.3 Berechnung der Wärme im Abgas

- Abgastemperatur t_{Ab} **425 °C**
 a) Spezifische Wärmekapazität $c_{p, Ab}$ 1,8 kJ/kg*K
 Thermische nutzbare Leistung im Abgas Q_{Ab} 69,7 kW
 b) Spezif. Wärmekap. $c_{p, Ab, tAb}$ bei Abgastemperatur 1,108 kJ/kg*K
 Spezif. Wärmekap. $c_{p, Ab, tU}$ bei Umgebungstemp. 1,04 kJ/kg*K
 Thermische Energie im Abgas $Q_{Ab, Energie}$ 70,5 kW
 Anergie im Abgas $Q_{Ab, Anergie}$ 25,9 kW
Exergie im Abgas $Q_{Ab, Exergie}$ **44,6 kW**

(Meßwert)

(Standardwert für Abgase aus Heizungsanlagen laut [3] DIN 4702 Teil2)

$$= (m_{Ab} \cdot c_{p, Ab} \cdot (t_{Ab} - t_B)) / 3.600 \quad \text{Wert ist hinsichtlich der Bilanzlücke zu groß!}$$

$$= \sum (c_{m, i} \cdot c_{p, i, tAb})$$

$$= \sum (c_{m, i} \cdot c_{p, i, tU})$$

$$= (m_{Ab} \cdot c_{p, Ab, tAb} \cdot T_{Ab}) / 3.600 \quad (\text{nur bis maximal zum Umgebungstemperaturniveau nutzbar})$$

$$= (m_{Ab} \cdot c_{p, Ab, tU} \cdot T_U) / 3.600$$

$$= \text{Energie} - \text{Anergie} = Q_{Ab, Energie} - Q_{Ab, Anergie}$$

Berechnung der spezifischen Wärmekapazitäten der Abgaskomponenten

lt. Mitteilung von Ralf Katzemich, Ing.-büro UES GmbH & Co. KG, Nattenhausen [4]

$$\text{Kohlendioxid:} = 0,848369 + (0,000325 \cdot t) - (6,162325 \cdot 10^{-8} \cdot t^2)$$

$$\text{Stickstoff:} = 1,024629 + (0,000103 \cdot t) - (1,140307 \cdot 10^{-8} \cdot t^2)$$

$$\text{Wasserdampf:} = 1,827138 + (0,000342 \cdot t) - (2,04007 \cdot 10^{-8} \cdot t^2)$$

	t_U [°C]	t_{Min} [°C]	t_{Ab} [°C]	$c_{p, i, t}$ [kJ/kg*K]		
Kohlendioxid:	0,5	120	425	0,85	0,89	0,98
				$c_{p, CO_2, tU}$	$c_{p, CO_2, tMin}$	$c_{p, CO_2, tAb}$
Stickstoff:	0,5	120	425	1,02	1,04	1,07
				$c_{p, N_2, tU}$	$c_{p, N_2, tMin}$	$c_{p, N_2, tAb}$
Wasserdampf:	0,5	120	425	1,83	1,87	1,97
				$c_{p, H_2O, tU}$	$c_{p, H_2O, tMin}$	$c_{p, H_2O, tAb}$

- 4.4 Berechnung der aus dem Abgas technisch rückgewinnbaren Wärme

- Minimal mögliche Abgastemperatur t_{Min} 120 °C
 Spezif. Wärmekap. $c_{p, Ab, tMin}$ bei Abkühltemp. t_{Min} 1,06 kJ/kg*K
Energie im Abgas $Q_{Ab, ab}$ bei t_{Min} **38,0 kW**
mögl. therm. Nutzleistung im Abgas $Q_{th, Ab}$ **32,5 kW**
ungenutzt bleibende Exergie im Abgas **12,05 kW**

Abkühlung des Abgases mit einem Wärmetauscher auf t_{Min}

(Vermeidung von Kondensation)

$$= \sum (c_{m, i} \cdot c_{p, i, tMin})$$

$$= (m_{Ab} \cdot c_{p, Ab, tMin} \cdot T_{Min}) / 3.600$$

(bei minimaler Schornsteintemperatur)

$$= Q_{Ab, Energie} - Q_{Ab, ab}$$

(mit Abgas-Wärmetauscher)

$$= Q_{Ab, ab} - Q_{Ab, Anergie}$$

(Wärme von t_{Min} bis t_U)

t_{Ab}	425 °C	<div> <div>Q_{th, Ab}</div> <div>wird rück- gewonnen</div> <div>Exergie Q_{Ab, Exergie}</div> <div>(wärme grundsätzlich nutzbar)</div> </div>	im Abgas enthaltene Wärmeenergie
t_{Min}	120 °C		
t_U	0,5 °C		
t_0	- 273 °C		
		<div> <div>Q_{Ab}</div> <div>bleibt ungenutzt</div> <div>Anergie (nicht nutzbar)</div> </div>	
		Q _{Ab, Anergie}	

5. Ergebnisse

5.1 Leistungen

- Brennstoffleistung Q_{Bst}** **174,7 kW**
 Elektrische Nutzleistung vom Stirling-Motor P_{el} 37,8 kW
 Thermische Nutzleistung vom Stirling-Motor $Q_{th, St}$ 82,0 kW
 Thermische Nutzleistung vom Mantel $Q_{th, M}$ 4,3 kW
 Mögliche thermische Nutzleistung im Abgas $Q_{th, Ab}$ 32,5 kW
 Abwärme im Abgas Q_{Ab} 12,0 kW
 Verluste $Q_{Verlust}$ 6,0 kW

$$174,7 \text{ kW}$$

$$= Q_{Bst} - P_{el} - Q_{th, St} - Q_{th, M} - Q_{th, Ab} - Q_{Ab} = 3,4\% \text{ der Brennstoffleistung}$$

5.2 Wirkungsgrade

- Elektrischer Wirkungsgrad vom Motor η_{el}** **21,6%**
Thermischer Wirkungsgrad ohne Abgas η_{th} **49,4%**
Mögl. Therm. Wirkungsgrad mit Abgas $\eta_{th, mögl}$ **68,0%**
Gesamtwirkungsgrad η **71,1%**
Mögl. Gesamtwirkungsgrad mit Abgas $\eta_{mögl}$ **89,7%**

$$= P_{el} / Q_{Bst}$$

$$= (Q_{th, St} + Q_{th, M}) / Q_{Bst}$$

(bei Betrieb ohne Abgaswärmetauscher)

$$= (Q_{th, St} + Q_{th, M} + Q_{th, Ab}) / Q_{Bst}$$

(bei Betrieb mit Abgaswärmetauscher)

$$= (P_{el} + Q_{th, St} + Q_{th, M}) / Q_{Bst}$$

(bei Betrieb ohne Abgaswärmetauscher)

$$= (P_{el} + Q_{th, St} + Q_{th, M} + Q_{th, Ab}) / Q_{Bst}$$

(bei Betrieb mit Abgaswärmetauscher)

Elektrische Leistung Stirling-Motor (Protokoll 25.-27.01.2011)

Messwert #	PeI [kW]	Uhrzeit	D.Zeit [h]	Anstieg	Ausreißer
1	0				
2	8,25	19:16	0	0	
3	8,56	19:51	0,58	0,531	
4	16,3	22:17	3,02		3,181
5	18,83	00:11	4,93	1,320	
6	19,3	00:31	5,27	1,410	
7	23,85	12:46	17,52	0,371	
8	24,25	13:07	17,87	1,143	
9	27,5	17:11	21,93	0,799	
10	28,2	17:32	22,28	2,000	
11	31,3	17:51	22,60		9,789
12	33,6	20:10	24,92	0,993	
13	34,4	22:14	26,98	0,387	
14	34,7	23:03	27,80	0,367	
15	36,1	23:32	28,28		2,897
16	37,75	03:41	32,43	0,398	
17	38,17	07:07	35,87	0,122	
18	39,12	07:57	36,70	1,140	

mittlerer Anstieg [kW/h]	0,845
--------------------------	-------

Bilanzberechnungen Otto-Motor, Protokoll vom 21.01.2011

Umrechnung von Meßwerten auf Normverhältnisse und von Eingangsgrößen (Meßwertreihe 8)

1. Umrechnung vom gemessenen Klärgasvolumenstrom auf Normbedingungen

1.1 Berechnung Sättigungsdampfdruck $p_{s,1}$ von Wasser

Druck p_u	987 hPa
Betriebstemperatur t_B	22,6 °C
Betriebsüberdruck p_B	30,2 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,1}$	27,40 hPa
bei Betriebstemperatur	

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 5" lt. FREY [1], dort Seite 10)
(gemessener barometrischer Luftdruck)

(Meßwert, Klärgastemperatur im BHKW-Container)

(nach dem Klärgasgebläse im BHKW-Container gemessener Klärgasüberdruck)

$$= 6,111 + 4,402 \cdot 10^{-1} \cdot t_B + 1,511 \cdot 10^{-2} \cdot t_B^2 + 1,963 \cdot 10^{-4} \cdot t_B^3 + 5,202 \cdot 10^{-6} \cdot t_B^4$$

t_B [°C]	p_s [hPa]	6,11	4,402E-01	1,511E-02	1,963E-04	5,202E-06	Faktoren
10	12,27						10
22,6	27,40		22,6	510,76	11543,18	260875,8	Potenzen
38	66,27		38	1444	54872	2085136	

1.2 Abschätzung der relativen Feuchte ϕ des Klärgases im Betriebszustand

a) bekannt bei:

Temperatur t_1	38 °C
Druck p_1	1.017 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,1}$	66,27 hPa
Relative Feuchte ϕ_1	1 -

b) gesucht für:

Temperatur t_2	22,6 °C
Druck p_2	1.017 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,2}$	27,40 hPa
Relative Feuchte ϕ_2	2,42 -

Schätzung: 0,25 -

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 2" lt. FREY [1], dort Seite 9)

(30,2 mbar Überdruck)

(30,2 mbar Überdruck)

$= \phi_1 \cdot (p_2/p_1) \cdot (p_{s,1}/p_{s,2})$ **Gilt unter der Annahme, daß keine Abscheidung erfolgt ist!**
... weil das Gas mehrfach Kühlfallen und Kondensatabscheider durchlaufen hat!

1.3 Klärgasvolumenstrom Q_B

Zählerstand Z_1 am Anfang	80.959 m³
Zählerstand Z_2 am Ende	80.971 m³
Meßzeit t	18 min
Klärgasvolumenstrom Q_B gemessen, feucht	40,3 m³/h

(Meßwert)

(Meßwert)

$$= (Z_2 - Z_1) \cdot (60/t)$$

1.4 Klärgasvolumenstrom $Q_{N,G}$ bei Normbedingungen

Klärgasvolumenstrom Q_B gemessen, feucht	40,3 m³/h
Betriebsdruck p_B	1.017 hPa
Sättigungsdampfdruck $p_{s,B}$	27,40 hPa
Relative Feuchte ϕ_B	0,25 -
Betriebstemperatur T_B	295,6 K
Normtemperatur T_N	273 K
Normdruck p_N	1.013 hPa
Norm-Klärgasvolumenstrom $Q_{N,G}$, trocken	37,1 m³/h

nach untenstehender Gebrauchsformel ("Gleichung 4" lt. FREY [1], dort Seite 10)

(Meßwert)

(30,2 mbar Überdruck)

(Schätzwert)

(22,6°C)

(0°C)

$$= Q_B \cdot ((p_B - \phi_B \cdot p_{s,B}) \cdot T_N) / (p_N \cdot T_B)$$

Hinweis: Der Einfluß der relativen Feuchte auf das
Rechenergebnis ist nur sehr gering!

Stoffwerte (aus [2] www.peacesoftware.de)

Stoff	Molare Masse M [kg/kmol]	Norm-dichte ρ [kg/m³]	Spezif. Norm-Wärmekapazität c_p [J/kg·K]
Methan	16	0,718	1.657
Stickstoff	28	1,2506	1.041
Kohlendioxid	44	1,964	826
Sauerstoff	32	1,428	917
Wasserdampf	18	0,8	2.080

1.5 Zusammensetzung des Klärgases

Volumenanteil Methan c_{CH_4}	59,1%
Volumenanteil Kohlendioxid c_{CO_2}	40,9%
Normdichte des Klärgases ρ_G	1,23 kg/m³
Massenanteil Methan c_{m,CH_4}	34,6%
Massenanteil Kohlendioxid c_{m,CO_2}	65,5%

(Meßwert)

(Meßwert)

$$= \sum (c_{v,i} \cdot M_i) / M_M$$

$$= (c_{v,i} \cdot \rho_i) / \rho_G$$

1.6 Volumenströme im Klärgas

Volumenstrom Methan Q_{N,CH_4}	21,94 m³/h
Volumenstrom Kohlendioxid Q_{N,CO_2}	15,18 m³/h

$$= c_{v,i} \text{ im Eingangsgasstrom} \cdot Q_{N,Zu}$$

$$37,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

2. Energetische Berechnungen

2.1 Berechnung der mit dem Methangas zugeführten chemischen Leistung

Unterer Heizwert von Methan H_u	9,94 kWh/m³
Brennstoffleistung Q_{Bst}	218,07 kW

$$= Q_{N,CH_4} \cdot H_u$$

2.2 Berechnung der bilanziellen Leistungslücke

Während der Meßzeit geleistete elektr. Arbeit W_{el}	24,00 kWh
Elektrische Nutzleistung vom Otto-Motor P_{el}	80,0 kW
Thermische Nutzleistung vom Otto-Motor Q_{th}	119,7 kW
Bilanzielle Leistungslücke Q_{Rbst}	18,40 kW

(Verluste und Wärme im Abgas)

(Meßwert)

$$= W_{el} \cdot (60/t)$$

(Meßwert)

$$= Q_{Bst} - P_{el} - Q_{th} \quad (= \text{Abgas- und sonstige Verluste})$$

3. Ergebnisse

3.1 Leistungen

Brennstoffleistung Q_{Bst}	218,1 kW
Elektrische Nutzleistung vom Otto-Motor P_{el}	80 kW
Thermische Nutzleistung vom Otto-Motor Q_{th}	119,7 kW
Verluste $Q_{Verlust}$	18,4 kW

$$= 218,1 \text{ kW}$$

$$= Q_{Bst} - P_{el} - Q_{th}$$

$$= 8,4\% \text{ der Brennstoffleistung}$$

3.2 Wirkungsgrade

Elektrischer Wirkungsgrad vom Motor η_{el}	36,7%
Thermischer Wirkungsgrad η_{th}	54,9%
Gesamtwirkungsgrad η	91,6%

$$= P_{el} / Q_{Bst}$$

$$= Q_{th} / Q_{Bst}$$

$$= (P_{el} + Q_{th}) / Q_{Bst}$$

Messwertprotokolle Stirling-Motor-BHKW

Messwertprotokoll Stirling-BHKW

Datum: 25.-27.01.2011

Drehzahl/Aufladung	1015 U/min, He 30 bar	Bauform	4-Zylinder-Maschine					Bearbeiter: Sebastian Kott	
Leistung	35 kW el, η=17,5%	Konstrukteur	Prof. H. Carlsen, Tu of Denmark + industrial partners					Protokoll-Nr. 1	
Energiequelle	Klärgas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation durch Variation der Brennstoffzufuhr						
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4	MW #5	MW #6	
Chemische Energiezufuhr	Klärgas-Vol.-Strom	Vgas [m³/h]	18	20	22,2	23,6	26	26,6	
	Methangehalt	CH4%	66,7	65,7	66,6	64,9	64,2	64,7	
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	33,3	34,3	33,4	35,1	35,8	35,3	
	Gasdruck	Pgas [hPa]	1120	1120	1120	1120	1120	1120	
	Klärgastemperatur	Tgas [°C]	15,1	16,7	16,0	16,6	16,8	21,0	
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	6,01	6,03	6,00	6,07	6,02	6,05	
<Heizwasser>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	52,9	52,5	49,4	51,7	51,8	53,0	
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	64,0	63,2	61,1	63,7	63,1	64,7	
	Thermische Leistung	Pth [kW]	77,5	74,6	80,8	83,5	78,0	82,0	
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	4,52	4,50	4,52	4,55	4,52	4,50	
<Mantelkühlung>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	53,0	51,9	48,9	50,4	51,4	51,9	
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	52,7	51,7	49,8	51,9	51,9	51,7	
	Thermische Leistung	Pth [kW]	-1,29	-1,03	4,7	7,5	2,6	-1,03	
Wärmeverlust Abgas	Volumenstrom Luft	Vvl [m³/h]	164	181	198	211	233	241	
	Abgastemp.	Tabgas [°C]	256	301	327,5	344,5	385	425	
	Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	1,4	1,4	2,9	1,9	1,6	0,5	
	prakt/theo O2-Verbr	λ	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	

Atmosphärendruck	p _{at} [N/m²]	96500	96500	96500	96500	96500	96500
------------------	------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Messwertprotokoll Stirling-BHKW

Datum: 01.02.11

Drehzahl/Aufladung	1015 U/min, He 30 bar	Bauform	4-Zylinder-Maschine					Bearbeiter: Sebastian Kott
Leistung	35 kW el, $\eta=17,5\%$	Konstrukteur	Prof. H. Carlsen, Tu of Denmark + industrial partners					Protokoll-Nr. 2
Energiequelle	Klärgas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation durch Variation der Brennstoffzufuhr					
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4	MW #5	MW #6
Chemische Energiezufuhr	Klärgas-Vol.-Strom	Vgas [m³/h]	18	20	21,8	23,5	19	19,6
	Methangehalt	CH4%	61,12	61,6	59,3	62	61,5	63,3
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	38,88	38,4	40,7	38	38,5	36,7
	Gasdruck	Pgas [N/m²]	1120	1120	1120	1120	1120	1120
	Klärgastemperatur	Tgas [°C]	13,1	13,6	14,2	18,7	16,8	23,4
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	6,13	3,75	3,77	6,06	6,09	6,11
<Heizwasser>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	58,4	53,1	51,3	52,3	52,0	52,7
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	66,1	71,3	69,3	64,2	63,1	64,1
	Thermische Leistung	Pth [kW]	53,9	78,0	77,7	81,8	77,2	80,0
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	3,10	3,10	3,10	3,06	3,09	0,49
<Mantelkühlung>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	57,5	52,7	52,9	51,4	50,5	49,5
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	57,2	53,2	51,8	52,4	52,7	60,8
	Thermische Leistung	Pth [kW]	-1,05	1,7	-3,3	3,53	7,8	6,4
Wärmeverlust Abgas	Volumenstrom Luft	Vvl [m³/h]	178	190	211	234	181	180
	Abgastemp.	Tabgas [°C]	277	315	361	395	330	331
	Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	-5,4	-4,9	-4,4	-7,3	-2,2	1
	prakt/theo O2-Verbr	λ	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19	1,19

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	98400	98400	98100	98500	98500	98600
------------------	------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Messwertprotokoll Stirling-BHKW

Datum: 04.02.11

Drehzahl/Aufladung	1015 U/min, He 30 bar	Bauform	4-Zylinder-Maschine					Bearbeiter: Sebastian Kott
Leistung	35 kW el, $\eta=22\%$	Konstrukteur	Prof. H. Carlsen, Tu of Denmark + industrial partners					Protokoll-Nr. 3
Energiequelle	Klärgas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation durch Variation der Brennstoffzufuhr					
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4	MW #5	MW #6
Chemische Energiezufuhr	Klärgas-Vol.-Strom	Vgas [m³/h]	20,85	23,3	25,4	25,95		
	Methangehalt	CH4%	62,7	63,1	62,2	62,4		
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	37,3	36,9	37,8	37,6		
	Gasdruck	Pgas [N/m²]	3000	3000	3000	3000		
	Klärgastemperatur	Tgas [°C]	19,0	17,5	19,9	18,2		
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	6,12	6,13	6,12	6,16		
<Heizwasser>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	51,2	52,3	52,6	52,9		
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	62,1	63,9	64,3	65,5		
	Thermische Leistung	Pth [kW]	76,5	81,4	82,1	89,0		
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	0,50	0,49	0,49	0,50		
<Mantelkühlung>	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	49,2	50,9	50,5	51,4		
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	57,2	58,0	58,9	59,4		
	Thermische Leistung	Pth [kW]	4,6	4	4,7	4,6		
Wärmeverlust Abgas	Volumenstrom Luft	Vvl [m³/h]	190	210	224	227		
	Abgastemp.	Tabgas [°C]	349	352,5	365	373		
	Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	1,8	3	5,3	5,3		
	prakt/theo O2-Verbr	λ	1,19	1,19	1,19	1,19		

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	97900	98000	97900	97800		
------------------	------------	-------	-------	-------	-------	--	--

Messwertprotokolle Otto-Motor-BHKW

Messwertprotokoll Otto-BHKW

Datum: 21.1.11

Drehzahl/Aufladung	1500 U/min	Bauform	4-Zylinder-Otto-Motor		Bearbeiter: Sebastian Kott		
Leistung	80 kW el, 103 KW th	Konstrukteur	MAN		Protokoll-Nr. 1	Seite 1	
Wärmequelle	Klärgas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation, bis Generatorleistung = 0				
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4	
Leistungsmodulation	el. Leistung	Pel [kW]	80	70	60	50	
Zeit		t [min]	18	16	14	15	
Chemische Energiezufuhr	Volumenstrom	Zählerstand 1 [m³]	80959,00	80945,50	80937,00	80929,00	
		Zählerstand 2 [m³]	80971,09	80956,09	80944,39	80935,87	
		Differenz [m³]	12,09	10,59	7,39	6,87	
	Methangehalt	CH4%	59,1	58,4	59	59	
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	40,9	41,6	41	41	
	Gasdruck	Pgas [Pa]	30,2	30,8	31	32	
	Klärgastemperatur	Tgas [°C]	22,6	22,1	21,8	21,5	
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	2,70	2,48	2,22	2,10	
		Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	45,60	44,80	44,60	44,20
		Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	83,60	82,80	81,40	80,80
		Thermische Leistung	Pth [kW]	119,67	108,70	94,95	89,24
Wärmeverlust Abgas	Strömungsgeschw. 1)	vströmung [m/s]	13,4	12,9	10,7	9,6	
		Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	206	199	189	180
		Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	21,8	22	22,1	22,1
		prakt/theo O2-Verbr	λ	1,3	1,3	1,3	1,28
el. Arbeit	Wel	Wel [kWh]	24,00	18,67	14,00	12,50	

1) gemessen für die Verbrennungsluft mittels eines Flügelrades, dansaugrohr=9,74 cm

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	987	987	987	987
------------------	------------	-----	-----	-----	-----

Datum: 21.1.11

Protokoll-Nr. 1

Seite 2

Variable	FZ	MW #5	MW #6	MW #7	MW #8	AM
el. Leistung	Pel [kW]	40	30	20	16	
Intervall	t [min]	15	15	60	10	
Volumenstrom	Zählerstand 1	80921,30	80915,00	80972,50	80911,00	
	Zählerstand 2	80927,13	80919,80	80987,83	80913,27	
	Differenz [m³]	5,83	4,8	15,33	2,27	
Methangehalt	CH4%	59	59,3	59,3	59,3	
Kohlendioxidgehalt	CO2%	41	40,7	40,7	40,7	
Gasdruck	Pgas [Pa]	32	33,8	34	34	
Gastemperatur	Tgas [°C]	20	22,2	22,5	26,1	
Volumenstrom	Vw [m³/h]	1,85	1,76	1,43	1,36	
Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	44,20	44,60	44,00	45,40	
Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	80,00	79,10	78,30	77,50	
Thermische Leistung	Pth [kW]	75,30	70,02	55,50	50,55	
Strömungsgeschw.	vströmung [m/s]	8,6	6,2	4,8	4,2	
Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	169	155	145	137	
Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	22,2	24,7	23,5	26,7	
prakt/theo O2-Verbr	λ	1,28	1,15	1,15	1,15	
Wel	Wel [kWh]	10,00	7,50	20,00	2,67	

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	987	987	987	987
------------------	------------	-----	-----	-----	-----

Messwertprotokoll Otto-BHKW

Datum: 02.02.11

Drehzahl/Aufladung	1500 U/min	Bauform	4-Zylinder-Otto-Motor			Bearbeiter: Sebastian Kott
Leistung	80 kW el, 103 kW th	Konstrukteur	MAN			Protokoll-Nr. 2 Seite 1
Wärmequelle	Klärgas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation, bis Generatorleistung = 0			
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4
Leistungsmodulation	el. Leistung	Pel [kW]	80	70	60	50
Zeit		t [min]	5	8	8	7
Chemische Energiezufuhr	Volumenstrom	Zählerstand 1 [m³]	81052,00	81044,50	81037,00	81032,50
		Zählerstand 2 [m³]	81055,39	81049,33	81041,24	81035,71
		Differenz [m³]	3,39	4,83	4,24	3,21
	Methangehalt	CH4%	60,5	60,5	60,4	58,45
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	39,5	39,5	39,6	41,55
	Gasdruck	Pgas [Pa]	30	30,5	31	32
	Klärgastemperatur	Tgas [°C]	24,4	23,8	23,4	23,5
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]		3,24	2,77	2,54
	Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	Notkühlung	54,10	53,30	53,00
	Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	aktiv	81,60	80,20	79,50
	Thermische Leistung	Pth [kW]		103,00	85,50	76,50
Wärmeverlust Abgas	Strömungsgeschw. 1)	vströmung [m/s]	11,5	10,4	8,8	7,5
	Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	205	196	187	177
	Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	19,1	18	18,7	17
	prakt/theo O2-Verbr	λ	1,3	1,3	1,3	1,29
el. Arbeit	Wel	Wel [kWh]	6,67	9,33	8,00	5,83

1) gemessen für die Verbrennungsluft mittels eines Flügelrades, dansaugrohr=9,74 cm

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	98500	98500	98500	98500
------------------	------------	-------	-------	-------	-------

Datum: 02.02.11

Protokoll-Nr. 2

Seite 2

Variable	FZ	MW #5	MW #6	MW #7	MW #8	AM
el. Leistung	Pel [kW]	40	30	20	16	
Intervall	t [min]	11	13	21	24	
Volumenstrom	Zählerstand 1	81026,00	81019,50	81012,50	81006,50	
	Zählerstand 2	81030,25	81023,68	81017,84	81011,94	
	Differenz [m³]	4,25	4,18	5,34	5,44	
Methangehalt	CH4%	60,7	60,7	60,4	60,9	
Kohlendioxidgehalt	CO2%	39,3	39,3	39,6	39,1	
Gasdruck	Pgas [Pa]	32,5	33,8	34	35	
Gastemperatur	Tgas [°C]	23	21,2	21,2	19,1	
Volumenstrom	Vw [m³/h]	2,28	2,11	1,75	1,56	
Rücklauftemperatur	Twrl [°C]	52,50	52,00	51,20	50,40	
Vorlauftemperatur	Twvl [°C]	78,70	77,30	76,70	76,00	
Thermische Leistung	Pth [kW]	69,00	61,50	51,50	44,00	
Strömungsgeschw.	vströmung [m/s]	6,6	4,6	3,4	3,1	
Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	168	155	142	134	
Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	17,8	15,5	15,9	13,5	
prakt/theo O2-Verbr	λ	1,28	1,15	1,15	1,15	
Wel	Wel [kWh]	7,33	6,50	7,00	6,40	

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	98500	98500	98500	98500
------------------	------------	-------	-------	-------	-------

Messwertprotokoll Otto-BHKW

Datum: 07.02.11

Drehzahl/Aufladung	1500 U/min	Bauform	4-Zylinder-Otto-Motor		Bearbeiter: Sebastian Kott	
Leistung	80 kW el, 103 KW th	Konstrukteur	MAN		Protokoll-Nr. 3	Seite 1
Wärmequelle	Klär gas, 60-66% Methan	Modulation	Leistungsmodulation, bis Generatorleistung = 0			
Objekt	Variable	FZ	MW #1	MW #2	MW #3	MW #4
Leistungsmodulation	el. Leistung	Pel [kW]	80	70	60	50
Zeit		t [min]	13	16	23	14
Chemische Energiezufuhr	Volumenstrom	Zählerstand 1 [m³]	81560,50	81549,20	81535,20	81527,50
		Zählerstand 2 [m³]	81569,36	81558,95	81547,60	81534,05
		Differenz [m³]	8,86	9,75	12,4	6,55
	Methangehalt	CH4%	62,2	62,2	62,5	63,4
	Kohlendioxidgehalt	CO2%	37,8	37,8	37,5	36,6
	Gasdruck	Pgas [Pa]	30	31	31	32
	Klär gas temperatur	Tgas [°C]	33,6	33,1	32,1	31,1
Thermische Nutzleistung	Volumenstrom	Vw [m³/h]	2,99	2,73	2,44	2,26
	Rücklauf temperatur	Twrl [°C]	51,70	51,20	50,20	49,80
	Vorlauf temperatur	Twvl [°C]	81,00	80,00	79,10	78,60
	Thermische Leistung	Pth [kW]	100,00	91,00	81,00	75,00
Wärmeverlust Abgas	Strömungsgeschw. 1)	vströmung [m/s]	11	10	8,6	7,8
	Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	204	194	186	175
	Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	27,5	27,5	27	28
	prakt/theo O2-Verbr	λ	1,31	1,31	1,3	1,29
el. Arbeit	Wel	Wel [kWh]	17,33	18,67	23,00	11,67

1) gemessen für die Verbrennungsluft mittels eines Flügelrades, dansaugrohr=9,74 cm

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	98700	98700	98700	98700
------------------	------------	-------	-------	-------	-------

Datum: 07.02.11

Protokoll-Nr. 3

Seite 2

Variable	FZ	MW #5	MW #6	MW #7	MW #8	AM
el. Leistung	Pel [kW]	40	30	20	16	
Intervall	t [min]	9	11	10	17	
Volumenstrom	Zählerstand 1	81519,80	81514,80	81510,85	81490,00	
	Zählerstand 2	81523,40	81518,42	81513,47	81493,92	
	Differenz [m³]	3,6	3,62	2,62	3,92	
Methangehalt	CH4%	63,4	63,4	63	60,85	
Kohlendioxidgehalt	CO2%	36,6	36,6	37	39,15	
Gasdruck	Pgas [Pa]	32	33,5	34	34	
Gastemperatur	Tgas [°C]	31	31,1	31,1	29,8	
Volumenstrom	Vw [m³/h]	1,92	1,78	1,50	1,39	
Rücklauf temperatur	Twrl [°C]	47,70	48,60	48,10	48,60	
Vorlauf temperatur	Twvl [°C]	77,50	76,60	75,80	74,00	
Thermische Leistung	Pth [kW]	65,00	57,80	47,30	40,60	
Strömungsgeschw.	vströmung [m/s]	6,7	4,7	3,5	3,1	
Abgastemp. N. WT	Tabgasnwt [°C]	166	154	142	137	
Verbr.-Lufttemp.	Tluft [°C]	27,8	27,5	26	24	
prakt/theo O2-Verbr	λ	1,28	1,15	1,15	1,15	
Wel	Wel [kWh]	6,00	5,50	3,33	4,53	

Atmosphärendruck	pAt [N/m²]	98700	98700	98700	98700
------------------	------------	-------	-------	-------	-------

Fehlerrechnung der wichtigsten Leistungskennwerte

Stirling-Motor

Brennstoffleistung

Die Brennstoffleistung des zugeführten Klärgases wird wie folgt berechnet:

$$\Phi_{\text{Zu}} = \frac{(p_{\text{Gas}} - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot T_{\text{Norm}}}{T_{\text{Gas}} \cdot p_{\text{Norm}}} \cdot \dot{V}_{\text{Gas}} \cdot \text{CH}_4\% \cdot H_{\text{U,Methan}}$$

p_{Gas} ...	Druck Klärgas [hPa]
φ ...	relative Feuchte im Klärgas
T_{Norm} ...	Normtemperatur [K]
T_{Gas} ...	Klärgastemperatur [K]
p_{Norm} ...	Normdruck [hPa]
\dot{V}_{Gas} ...	Klärgasvolumenstrom [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$\text{CH}_4\%$...	Methangehalt Klärgas [%]
$H_{\text{U, Methan}}$...	unterer Heizwert Methan [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$]
$p_{\text{H}_2\text{O}}$...	Sättigungsdampfdruck Wasser im Klärgas [hPa]

Der Einfluss der relativen Feuchte auf die Brennstoffleistung wurde bei der Fehlerrechnung nicht berücksichtigt.

Die Summe der partiellen Ableitungen laut Fehlerfortpflanzung nach Gauß:

$$\Delta \Phi_{\text{Zu}} = \left| \frac{d\Phi_{\text{Zu}}}{dp_{\text{Gas}}} \cdot \Delta p_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Zu}}}{d\dot{V}_{\text{Gas}}} \cdot \Delta \dot{V}_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Zu}}}{dT_{\text{Gas}}} \cdot \Delta T_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Zu}}}{d\text{CH}_4\%} \cdot \Delta \text{CH}_4\% \right|$$

Tabelle 21: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Stirling-BHKW)

Variable	Wert
Δp_{Gas} [hPa]	0,2
$\Delta \dot{V}_{\text{Gas}}$ [m^3/h]	0,9
ΔT_{Gas} [K]	1
$\Delta \text{CH}_4\%$ [%]	3

Tabelle 22: Ergebnisse der Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Stirling-BHKW)

Objekt	MW#1	MW#2	MW#3	MW#4	MW#5	MW#6	AM
Volumenstrom Klärgas [m^3/h]	18	20	22,2	23,6	26	26,6	
Brennstoffleistung [kW]	124,6	135,5	152,9	158,0	172,1	174,7	
absoluter Fehler $\Delta \Phi_{\text{Zu}}$ [kW]	12,3	12,8	13,7	14,0	14,7	14,7	13,7
relativer Fehler $\Delta \Phi_{\text{Zu}}$ [%]	9,9	9,5	9,0	8,8	8,5	8,4	9,0

Thermische Nutzleistung

Die Thermische Nutzleistung wird vom Messgerät (FLUXUS ADM 6725) wie folgt berechnet:

$$\Phi_{\text{Thermisch}} = \dot{V}_{\text{Wasser}} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{W,Vorlauf}} - T_{\text{W,Rücklauf}})$$

\dot{V}_{Wasser} ... Volumenstrom Heizkreislauf [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
 ρ_{Wasser} ... Wasserdichte bei mittlerer Heizkreislauftemperatur [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 c_{Wasser} ... spez. Wärmekapazität H_2O bei mittlerer Heizkreislauftemp. [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 $T_{\text{W, Vorlauf}}$... Vorlauftemperatur Heizkreislauf [K]
 $T_{\text{W, Rücklauf}}$... Rücklauftemperatur Heizkreislauf [K]

Das Messgerät verrechnet die gemessene mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit mit der vom Anwender angegebenen Rohrquerschnittsfläche, um den Volumenstrom zu berechnen. Auf das Einbeziehen des Fehlerwertes bei der Querschnittsmessung des Rohres wurde aufgrund hinreichender Genauigkeit verzichtet.

Die Summe der partiellen Ableitungen laut Fehlerfortpflanzung nach Gauß:

$$\Delta\Phi_{\text{Th}} = \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{d\dot{V}_{\text{Wasser}}} \cdot \Delta\dot{V}_{\text{Wasser}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{dT_{\text{Vorlauf}}} \cdot \Delta T_{\text{Vorlauf}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{dT_{\text{Rücklauf}}} \cdot \Delta T_{\text{Rücklauf}} \right|$$

Tabelle 23: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Stirling-BHKW)

Variable	Wert
$\Delta\dot{V}_{\text{Wasser}}$ [m^3/h]	0,11
$\Delta T_{\text{Vorlauf}}$ [K]	0,26
$\Delta T_{\text{Rücklauf}}$ [K]	0,25

Tabelle 24: Ergebnisse der Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Stirling-BHKW)

Objekt	MW#1	MW#2	MW#3	MW#4	MW#5	MW#6	AM
Volumenstrom Klärgas [m^3/h]	18	20	22,2	23,6	26	26,6	
Thermische Nutzleistung [kW]	77,5	74,6	80,8	83,5	78,0	82,0	
absoluter Fehler $\Delta\Phi_{\text{Th}}$ [kW]	4,9	4,9	5,0	5,1	4,9	5,0	5,0
relativer Fehler $\Delta\Phi_{\text{Th}}$ [%]	6,3	6,5	6,2	6,1	6,3	6,1	6,2

Mögliche Thermische Nutzleistung Abgas

Die theoretisch mögliche thermische Nutzleistung des Abgases wird aus der Differenz der Wärme der Abgastemperatur zum Messzeitpunkt und der minimal realisierbaren Abgastemperatur (Vermeidung von Kondensation) berechnet. Dabei werden zwei unterschiedliche spezifische Wärmekapazitäten des Rauchgases herangezogen. Der Abgasmassenstrom ergibt sich aus der Summe der auf Normbedingungen bezogenen Volumenströme von Klärgas und Verbrennungsluft.

$$\Phi_{\text{Abgas}} = \left(\frac{T_{\text{Norm}}}{p_{\text{Norm}}} \right) \cdot \left(\frac{p_{\text{Gas}}}{T_{\text{Gas}}} \cdot \dot{V}_{\text{Gas}} + \frac{p_{\text{Luft}}}{T_{\text{Luft}}} \cdot \dot{V}_{\text{Luft}} \right) \cdot \rho_{\text{Abgas}} \cdot (c_{\text{Abgas, AbT}} \cdot T_{\text{Abgas, gemessen}} - c_{\text{Abgas, MinT}} \cdot T_{\text{Minimal}})$$

$\dot{m}_{\text{Abgas}} \dots$	Abgasmassenstrom [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]
$\rho_{\text{Abgas}} \dots$	Abgasdichte [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$c_{\text{Abgas, AbT}} \dots$	spezifische Wärmekapazität Abgas bei Abgastemp. [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$c_{\text{Abgas, MinT}} \dots$	spezifische Wärmekapazität Abgas bei 120°C [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
$T_{\text{Abgas}} \dots$	Abgastemperatur [K]
$T_{\text{Luft}} \dots$	Verbrennungslufttemperatur [K]
$T_{\text{Gas}} \dots$	Klärgastemperatur [K]
$\dot{V}_{\text{Luft}} \dots$	Volumenstrom Verbrennungsluft [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$\dot{V}_{\text{Gas}} \dots$	Volumenstrom Klärgas [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$p_{\text{Luft}} \dots$	Luftdruck [hPa]
$p_{\text{Gas}} \dots$	Klärgasdruck [hPa]
$\phi \dots$	relative Feuchte
$p_{\text{H}_2\text{O}} \dots$	Sättigungsdampfdruck Wasser [hPa]
$T_{\text{Norm}} \dots$	Normtemperatur [K]
$p_{\text{Norm}} \dots$	Normdruck [hPa]

Der gemessene Gasdruck ergibt sich aus dem Atmosphärendruck und dem vom Gasverdichter erzeugten Überdruck von 155 hPa. Die berechnete Abgasdichte beträgt 1,27 kg/m^3 .

Die Summe der partiellen Ableitungen laut Fehlerfortpflanzung nach Gauß:

$$\Delta \Phi_{\text{Abgas}} = \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{dp_{\text{Luft}}} \cdot \Delta p_{\text{Luft}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{dT_{\text{Luft}}} \cdot \Delta T_{\text{Luft}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{d\dot{V}_{\text{Luft}}} \cdot \Delta \dot{V}_{\text{Luft}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{dp_{\text{Gas}}} \cdot \Delta p_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{dT_{\text{Gas}}} \cdot \Delta T_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{d\dot{V}_{\text{Gas}}} \cdot \Delta \dot{V}_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Abgas}}}{dT_{\text{Abgas, gemessen}}} \cdot \Delta T_{\text{Abgas, gemessen}} \right|$$

Tabelle 25: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der möglichen thermischen Abgasnutzleistung (Stirling-BHKW)

Variable	Wert	Variable	Wert
Δp_{Luft} [hPa]	1	ΔT_{Gas} [K]	1
ΔT_{Luft} [K]	0,2	$\Delta \dot{V}_{\text{Gas}}$ [m ³ /h]	0,9
$\Delta \dot{V}_{\text{Luft}}$ [m ³ /h]	2,6	$\Delta T_{\text{Abgas,gem}}$ [K]	4
Δp_{Gas} [hPa]	0,2		

Tabelle 26: Ergebnisse der Fehlerberechnung der möglichen thermischen Abgasnutzleistung (Stirling-BHKW)

Objekt	MW#1	MW#2	MW#3	MW#4	MW#5	MW#6	AM
Volumenstrom Klärgas [m ³ /h]	18	20	22,2	23,6	26	26,6	
Therm. Nutzleist. Abgas [kW]	9,6	14,2	17,7	20,6	27,1	32,5	
absoluter Fehler $\Delta \Phi_{\text{Abgas}}$ [kW]	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,6
relativer Fehler $\Delta \Phi_{\text{Abgas}}$ [%]	4,7	3,9	3,4	3,2	2,8	2,6	3,4

Otto-Motor

Die Fehlerrechnung wurde nur für das Protokoll vom 21.01.2011 durchgeführt.

Brennstoffleistung

Die Brennstoffleistung des zugeführten Klärgases wird wie folgt berechnet:

$$\Phi_{\text{Zu}} = \frac{(p_{\text{Gas}} - \varphi \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot T_{\text{Norm}}}{T_{\text{Gas}} \cdot p_{\text{Norm}}} \cdot \dot{V}_{\text{Gas}} \cdot \text{CH}_4\% \cdot H_{\text{U,Methan}}$$

p_{Gas} ...	Druck Klärgas [hPa]
φ ...	relative Feuchte im Klärgas
T_{Norm} ...	Normtemperatur [K]
T_{Gas} ...	Klärgastemperatur [K]
p_{Norm} ...	Normdruck [hPa]
\dot{V}_{Gas} ...	Klärgasvolumenstrom [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
$\text{CH}_4\%$...	Methangehalt Klärgas [%]
$H_{\text{U, Methan}}$...	unterer Heizwert Methan [$\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$]
$p_{\text{H}_2\text{O}}$...	Sättigungsdampfdruck Wasser im Klärgas [hPa]

Der Einfluss der relativen Feuchte auf die Brennstoffleistung wurde bei der Fehlerrechnung nicht berücksichtigt.

Die Summe der partiellen Ableitungen laut Fehlerfortpflanzung nach Gauß:

$$\Delta \Phi_{\text{zu}} = \left| \frac{d\Phi_{\text{zu}}}{dp_{\text{Gas}}} \cdot \Delta p_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{zu}}}{d\dot{V}_{\text{Gas}}} \cdot \Delta \dot{V}_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{zu}}}{dT_{\text{Gas}}} \cdot \Delta T_{\text{Gas}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{zu}}}{d\text{CH}_4\%} \cdot \Delta \text{CH}_4\% \right|$$

Tabelle 27: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Otto-BHKW)

Variable	Wert
Δp_{Gas} [hPa]	0,2
$\Delta \dot{V}_{\text{Gas}}$ [m^3/h]	0,05
ΔT_{Gas} [K]	1
$\Delta \text{CH}_4\%$ [%]	3

Tabelle 28: Ergebnisse der Fehlerberechnung der Brennstoffleistung (Otto-BHKW)

El. Nutzleistung [kW]	16	20	30	40	50	60	70	80	AM
Volumenstrom Klärgas [m^3/h]		15,3	19,2	23,3	27,5	31,7	39,7	40,3	
Brennstoffleistung [kW]	73,2	83,6	104,8	127,4	150,2	171,7	212,9	218,1	
absoluter Fehler $\Delta \Phi_{\text{zu}}$ [kW]	3,0	3,4	4,2	5,1	5,9	6,7	8,4	8,5	5,6
relativer Fehler $\Delta \Phi_{\text{zu}}$ [%]	4,1	4,1	4,0	4,0	3,9	3,9	3,9	3,9	4,0

Thermische Nutzleistung

Die Thermische Nutzleistung wird vom Messgerät (FLUXUS ADM 6725) wie folgt berechnet:

$$\Phi_{\text{Thermisch}} = \dot{V}_{\text{Wasser}} \cdot \rho_{\text{Wasser}} \cdot c_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{W,Vorlauf}} - T_{\text{W,Rücklauf}})$$

\dot{V}_{Wasser} ... Volumenstrom Heizkreislauf [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
 ρ_{Wasser} ... Wasserdichte bei mittlerer Heizkreislauftemperatur [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 c_{Wasser} ... spez. Wärmekapazität H_2O bei mittlerer Heizkreislauftemp. [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 $T_{\text{W, Vorlauf}}$... Vorlauftemperatur Heizkreislauf [K]
 $T_{\text{W, Rücklauf}}$... Rücklauftemperatur Heizkreislauf [K]

Die Summe der partiellen Ableitungen laut Fehlerfortpflanzung nach Gauß:

$$\Delta\Phi_{\text{Th}} = \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{d\dot{V}_{\text{Wasser}}} \cdot \Delta\dot{V}_{\text{Wasser}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{dT_{\text{Vorlauf}}} \cdot \Delta T_{\text{Vorlauf}} \right| + \left| \frac{d\Phi_{\text{Th}}}{dT_{\text{Rücklauf}}} \cdot \Delta T_{\text{Rücklauf}} \right|$$

Messunsicherheiten nach Herstellerangaben:

Tabelle 29: Messunsicherheiten laut Herstellerangaben für die Berechnung der thermischen Nutzleistung (Otto-BHKW)

Variable	Wert
$\Delta\dot{V}_{\text{Wasser}}$ [m^3/h]	0,08
$\Delta T_{\text{Vorlauf}}$ [K]	0,28
$\Delta T_{\text{Rücklauf}}$ [K]	0,24

Tabelle 30: Ergebnisse der Fehlerberechnung der thermischen Nutzleistung (Otto-BHKW)

El. Nutzleistung [kW]	16	20	30	40	50	60	70	80	AM
Volumenstrom Klärgas		15,3	19,2	23,3	27,5	31,7	39,7	40,3	
Thermische Nutzleistung	50,6	55,5	70	75,3	89,2	95	108,7	119,7	
absoluter Fehler $\Delta\Phi_{\text{Th}}$ [kW]	3,7	4,0	4,2	4,4	4,6	4,7	5,0	5,1	4,5
relativer Fehler $\Delta\Phi_{\text{Th}}$ [%]	7,4	7,2	6,0	5,8	5,2	4,9	4,6	4,3	5,7

Literaturverzeichnis

- Bohn, D. E.; Dilthey, U.; Schubert, F.: „Kombikraftwerk der Zukunft, BrennstoffWärme-Kraft (BWK)“. Bd. 57, Nr. 5, Düsseldorf: Springer VDI Verlag, 2005
- Bonfig, K.W.: „Temperatursensoren – Prinzipien und Applikationen“, Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 1995
- Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, und Reaktorsicherheit; „Neufassung der Klärschlammverordnung - AbfKlärV“, 2. Arbeitsentwurf, Stand Oktober 2010
- DIN 6280 Teil 14: „Stromerzeugungsaggregate mit Hubkolben-Verbrennungsmotoren, Teil 14 Blockheizkraftwerke (BHKW); Grundlagen, Anforderungen, Komponenten, Ausführung und Wartung “
- Frey, W. P.: „Garantienachweise für die Maschinelle Ausrüstung von Kläranlagen – Blockheizkraftwerke“, Endbericht Forschungsprojekt 2010, Wien, 2011
- H. Hermann Ehlers GmbH, Bedienungsanleitung UMADM6725V3-0DE, Ultraschall-Durchflussmessgerät, 2005
- Heinrich, H.; Knoth, M.: „Konzept zur Steigerung der Energieeffizienz der zentralen Kläranlage Niederfrohna“, September 2010
- Katzemich, R.; Mitteilung über berechnete spezifische Wärmekapazitäten der Abgas-komponenten, Ing—Büro UES GmbH & Co. KG, Nattenhausen
- Lerch, R: “ Elektrische Messtechnik - Analoge, Digitale, und computergestützte Verfahren“, 5. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2010
- Lindner, H.: „Physik für Ingenieure“, 17. Auflage, Wien: Carl Hanser Verlag, 2006
- M. Kaltschmitt: „Energetische Nutzung organischer Abfälle. In: Abfallenergienutzung – Technische, wirtschaftliche und soziale Aspekte“, Berlin: Akademie Verlag, 1995
- Gerald Marinitsch, „Biomass CHP plants based on updraft gasification and Stirling engines“, Central European Biomass Conference 2011, 26.-29.01.2011, Graz
- Newsletter der EnergieOffensive: Energie Rheinland-Pfalz e.V. (EOR): Stromwirtschaft steigert Effizienz, Nr. 11, 2005
- Niebuhr, J.; Lindner, G.: „Physikalische Meßtechnik mit Sensoren“, 4. Auflage, München: R. Oldenbourg Verlag GmbH, 1996
- Russ, W.; Pesta, G.: "Die zuverlässige Reinigung von Biogas – Verfahren und Lösungsansätze"; Fachtagung: Innovationen in der Biogastechnologie, Deggendorf, 02.12.2004; Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung, Landnutzung und Umwelt; Arbeitsgruppe Umwelttechnik der Lebensmittelindustrie, TU München

- Schaumann G., Schmitz K. W.: "Kraft-Wärme-Kopplung, Systemübersicht und Vorteile der KWK", 4. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010
- Schön, G.: „Bakterien“, München: Beck-Verlag, 1999
- Stirling DK: „Biomasse KWK Anlage auf Basis Gegenstromvergaser und Stirlingmotor“, Anlagenbeschreibung und Grobplanungsunterlagen, 2010
- Thomas, B.: „mini-Blockheizkraftwerke“, Würzburg: Vogel-Verlag, 2007
- Umweltbundesamt, „Energieeffizienz kommunaler Kläranlagen“, Oktober 2009
- Werdich, M., Kübler, K.: „Stirling-Maschinen, Grundlagen, Technik, Anwendungen“, 10. Auflage, Staufen bei Freiburg: Ökobuch Verlag, 2005

Internetquellen

- <http://www.spiegel.de/wissenschaft/natur/0,1518,512906,00.html>,
"CO₂-Gehalt steigt schneller als erwartet", verfügbar am 23.09.2010
- <http://www.spiegel.de/wissenschaft/natur/0,1518,520020,00.html>,
"Erdölförderung soll spätestens ab 2020 sinken", verfügbar 23.09.2010
- <http://www.spiegel.de/wissenschaft/natur/0,1518,516942,00.html>,
"Bis 2050 droht Verdopplung des Energiebedarfs", verfügbar 23.09.2010

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Mittweida, 15.06.2011

Sebastian Kott

